

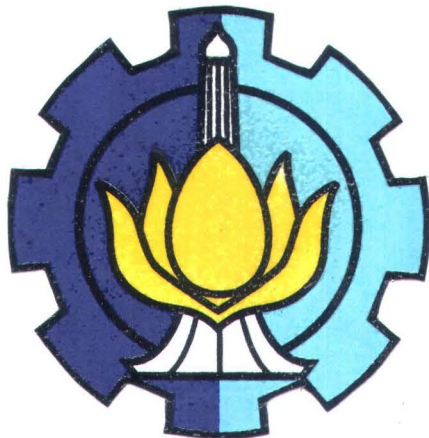
22.684/H/05



TUGAS AKHIR

YM 0704

MESIN PERONTOK PADI



RSM
621.815
Gho
m-1
2004

Disusun Oleh :

IMAM GHOZALI 2100.039.008
MOH. N U R F U A D 2100.039.009

PROGRAM STUDI D-III TEKNIK MESIN ITS – DISNAKER
JURUSAN MESIN PRODUKSI
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA

2004

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	11-3-2004
Terima Dari	H/
No. Agenda Pp.	220022

Lembar Pengesahan

MESIN PERONTOK PADI

Tugas Akhir

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin**

Pada

Program Studi D-III Teknik Mesin

ITS – DISNAKER

Jurusan Mesin Produksi

Fakultas Teknologi Industri

Surabaya

**Mengetahui / Menyetujui
Dosen Pembimbing**



Ir. Suhariyanto, MSc

NIP . 131 843 905

SURABAYA

2004

Lembar Pengesahan

MESIN PERONTOK PADI

Tugas Akhir

**Diajukan Guna Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin**

Pada

Program Studi D-III Teknik Mesin

ITS – DISNAKER

Jurusan Mesin Produksi

Fakultas Teknologi Industri

Surabaya

Mengetahui / Menyetujui

Kepala BLKIP Surabaya

Instruktur Pembimbing



Ir. Djasmani, MM
NIP . 160 044 974

Drs. Tarmadji
NIP . 160 018 354

SURABAYA

2004

ABSTRAKSI

Salah satu hasil pertanian yang sangat vital dan dominan yaitu, padi. Sehingga tidaklah mengherankan jika upaya peningkatan produktivitas padi terus menerus dilakukan guna memenuhi salah satu kebutuhan pokok manusia. Sehubungan dengan peningkatan produktivitas padi, maka diperlukan pula suatu alat yang dapat menunjang tersedianya padi secara cepat setelah melalui masa panen. Tujuan perencanaan mesin perontok padi ini yaitu menghitung kemudian merencanakan komponen-komponennya dan dilanjutkan dengan pembuatan alat serta diakhiri dengan mengadakan suatu pengujian terhadap alat tersebut.

Sebelum merencanakan suatu alat, terlebih dahulu dilakukan survei dan pengamatan pada mesin perontok padi yang sudah ada untuk mendapatkan data-data yang diperlukan, lalu mensurvei komponen-komponen yang akan digunakan di pasaran, kemudian dilakukan perhitungan-perhitungan untuk menganalisa bahan komponen yang akan digunakan serta untuk mengetahui umur dari komponen yang akan digunakan, agar alat yang akan dibuat dapat sesuai dengan hasil yang diinginkan.

Hasil perhitungan didapatkan suatu perencanaan mesin perontok padi dengan kapasitas yang di rencanakan sebesar 500 kg/jam, putaran silinder perontok yang didapat 300 rpm, sehingga motor yang digunakan sebesar 0,5 Hp dengan putaran 1400 rpm direduksi dengan menggunakan perbandingan belt dan pulley guna didapatkan putaran yang sesuai dengan proses perontokan yang diinginkan. Untuk pulley penggerak berdiameter 76 mm sedang pulley yang digerakkan berdiameter 355 mm dengan menggunakan belt v type A dari bahan solid-woven cotton, Umur belt diperhitungkan sampai 1001,46 jam kerja. Bahan poros diambil dari ASTM A47-35018 dengan Syt 35.000 Psi, diameter porosnya direncanakan 1,4 in. Bantalan yang digunakan adalah type single row ball bearing dengan diameter luar 72 mm, dengan umur bantalan yang diperhitungkan mencapai 42206663,65 jam kerja.



KATA PENGANTAR

Segala puji dan syukur hanya milik Allah SWT dzat sekalian alam semesta atas rahmat, nikmat, taufik serta hidayahnya yang telah diberikan kepada hamba yang hina dihadapan-Nya, sehingga dapat terselesaikan Tugas Akhir ini dengan baik walaupun jauh dari sempurna.

Tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini dimaksudkan untuk memenuhi sebagian syarat dalam menyelesaikan studi di Program D3 Teknik Mesin ITS – Disnaker, Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Telah banyak pihak yang memberikan bantuan dengan berbagai cara maupun usaha sesuai dengan kemampuan masing-masing guna membantu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini, sehingga tak lupa kami ucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Hari Subiyanto, MSc selaku Ketua Jurusan Program Studi D3 Teknik Mesin ITS.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc selaku Dosen Pembimbing yang telah banyak membantu memberikan masukan dan arahan dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.
3. Bapak Ir. Eddy Widiyanto, MSc selaku Koordinator Tugas Akhir.
4. Segenap Bapak-bapak Dosen D3 Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri ITS yang telah banyak memberikan pengajaran dengan penuh kedisiplinan dan sedikit pressure kepada kami.
5. Segenap Bapak-bapak instruktur BLKI-Surabaya yang telah dengan sabar membimbing dan memberikan seluruh pengalamannya.
6. Kedua orang tua serta saudara-saudara kami yang telah memberikan dukungan sepenuhnya.
7. Rekan-rekan seperjuangan angkatan 2000 terima kasih atas bantuan dan segala dukungannya.
8. Serta semua pihak yang tidak dapat kami sebutkan satu-persatu.

Akhirnya dengan terselesaikannya Tugas Akhir ini kami berharap dapat memberi manfaat bagi pembaca dan pemakai sekalian. Kami menyadari bahwa penyusunan tugas akhir ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu kritik dan saran yang bersifat konstruktif dan relevan sangat diharapkan guna mendapatkan hasil yang terbaik.

Surabaya, Februari 2004

Hormat kami

Penyusun

NUR“C@punk”FUAD ucapkan terima kasih untuk:

1. Sang penguasa jagad raya Allah SWT, tiada seteru baginya didunia fana ini yang masih memberikan seluruh rahmatnya kepadaku selama ini.
2. Nabi Muhammad SAW, yang telah memberikan jalan kebenaran yang haqiqi atas umat manusia di muka bumi ini.
3. Ayahanda dan Ibunda terkasih yang telah bekerja keras dan tulus ikhlas memberikan segala-galanya demi kebahagiaan putra-putrinya, kakakku mas Thoni dan mbak Desi serta si “imut” Angie juga adikku R-vien tersayang.
4. Om Ali dan Tante Ike sekeluarga atas segala bantuan dan dukungannya.
5. Om Dahwan dan Tante Lilik sekeluarga atas seluruh bantuan dan asanya
6. Seorang yang paling berpengaruh dalam kehidupanku, “Dyan Artanty” tercinta, you’re my inspiration and my everything. Terimakasih atas segala dukungan dan motivasinya, terutama jelang sidang TA-ku.
” I will never forget all memories about us “
7. Sobat-sobat sejatiku Hendri”Brewok”, Ary”C-beck”, Ca’wied, Alphien Bro’, serta Rio”Semut”,.
8. Rekan-rekan seperjuangan angkatan “millennium” terima kasih atas bantuan dan kebersamaannya selama ini, “God Bless you All and good luck prend.....”.
9. Arek-arek GW-34, Ca’wied thank’s a lot for everything, Papah T-black (yg nggak bosen meminjamkan transportasinya), Hellu (Trims atas bantuan dan solusinya), Sigit (Trims atas komputer dan printer serta bantuan konselingnya), Sukri, Iis”Dahlia” (Trims komputer dan ruangnya), Andri, Susi, Deddy”Brusman”, Mo2n dan terakhir untuk Radi trims atas dispensasi tunggakan kostnya.
10. Terkhusus buat Hellu dan Papah “Black” Deddy dengan bantuan “BEGADANG” semalamnya.
11. Serta semua pihak yang tak dapat ku sebutkan one by one.

IMAM“GODZILLA” ucapkan terima kasih untuk:

1. Allah SWT yang telah memudahkan semuanya.
2. Kedua Orang Tuaku H.Romli (Aba) dan H.solihah (umi) atas bantuan Doa dan dorongan semangatnya.
3. Partner dan sahabatku juga kelompok TA-ku NUR FUAD.
4. Mas Amin Perumahan gading watu atas bantuan Doa dan semangatnya.
5. Para warga GW-34, Ca'wid thanks a lot, Deddy, Iis“ Dahlia “ Sugiono, Sukri, Hellu (Trim's atas semua solusinya), Papah T-black, Cak Sigit (Trim's komputer dan printernya) serta bantuan Conselling.
6. Teman – teman angkatan 2000 senasib seperjuangan yang telah memberi support dan doa.
7. Temanku tersayang mbak iit dan adikku yani, Thank's dukungannya.
8. semua pihak yang tidak bisa saya sebutkan satu persatu.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAKSI

KATA PENGANTAR

DAFTAR ISI

DAFTAR GAMBAR

BAB I PENDAHULUAN

1.1	Latar Belakang	1
1.2	Permasalahan	1
1.3	Tujuan Penulisan	2
1.4	Batasan Masalah	2
1.5	Metodologi	3
1.6	Sistematika Penulisan	3
1.7	Cara Kerja Mesin	4

BAB II DASAR TEORI

II.1	PERHITUNGAN DAYA MOTOR	5
2.1.1	Menentukan kapasitas produksi	5
2.1.2	Gaya-gaya pada silinder perontok	6
2.1.3	Mencari daya motor yang dibutuhkan	9
II.2	PERENCANAAN BELT DAN PULLEY	10
2.2.1	Mencari perbandingan kecepatan	10
2.2.2	Kecepatan keliling pulley	11
2.2.3	Gaya keliling pulley	11
2.2.4	Mencari tegangan belt	12
2.2.5	Mencari luas penampang belt	12
2.2.6	Menghitung sudut kontak dan panjang belt	13
2.2.7	Menghitung jarak antar poros pulley	14
2.2.8	Mencari jumlah belt	14

2.2.9	Menghitung tegangan maksimum belt	14
2.2.10	Mencari jumlah putaran belt	15
2.2.11	Menghitung umur belt	16
2.2.12	Menentukan dimensi pulley	16
2.2.13	Mencari gaya berat pulley yang digerakkan	18
2.2.14	Menghitung gaya pulley terhadap poros	18
II.3	PERENCANAAN POROS	19
2.3.1	Bidang horisontal dan vertikal	19
2.3.2	Menghitung momen terbesar	20
2.3.3	Menghitung torsi	20
2.3.4	Mencari diameter poros yang aman	20
II.4	PERENCANAAN PASAK	22
II.5	PERENCANAAN BANTALAN	24
2.5.1	Mencari gaya radial bantalan	24
2.5.2	Mencari beban equivalen	25
2.5.3	Menghitung umur bantalan	25

BAB III PERHITUNGAN

III.1	PERHITUNGAN DAYA MOTOR	26
3.1.1	Menentukan kapasitas produksi	26
3.1.2	Konstruksi silinder perontok	27
3.1.3	Mencari gaya-gaya pada silinder perontok	28
3.1.4	Menghitung torsi pada poros	31
3.1.5	Menghitung putaran silinder perontok	31
3.1.6	Menghitung daya motor	32
III.2	PERHITUNGAN BELT DAN PULLEY	32
3.2.1	Mencari perbandingan kecepatan	33
3.2.2	Kecepatan keliling pully	34
3.2.3	Gaya keliling pada pulley	34
3.2.4	Menghitung tegangan belt	34
3.2.5	Mencari luas penampang belt	35

3.2.6	Menghitung sudut kontak dan panjang belt	35
3.2.7	Menghitung jarak antar poros pulley	36
3.2.8	Menghitung jumlah belt	36
3.2.9	Menghitung tegangan Maksimum belt	37
3.2.10	Jumlah putaran belt per detik	38
3.2.11	Menghitung umur belt	38
3.2.12	Menghitung dimensi pulley	39
3.2.13	Menghitung gaya berat pulley	40
3.2.14	Menghitung gaya pulley terhadap poros	41
III.3	PERHITUNGAN POROS	42
3.3.1	Bidang horisontal dan vertikal	43
3.3.2	Menghitung momen terbesar	47
3.3.3	Menghitung torsi yang terjadi	47
3.3.4	Mencari bahan poros yang aman	47
III.4	PERENCANAAN PASAK	48
3.4.1	Tinjauan terhadap tegangan geser	49
3.4.2	Tinjauan terhadap tegangan kompresi	49
III.5	PERHITUNGAN BANTALAN	50
3.5.1	Menghitung gaya radial bantalan	51
3.5.2	Menghitung beban equivalen	51
3.5.1	Menghitung umur bantalan	52

BAB IV KESIMPULAN

53

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Dimensi padi.....	5
Gambar 2.2	Gaya-gaya yang terjadi pada gabah.....	7
Gambar 2.3	Transmisi belt dan pulley	10
Gambar 2.4	Dimensi pulley dan belt.....	17
Gambar 2.5	Dimensi pasak dan gaya-gaya yang bekerja.....	22
Gambar 2.6	Single row ball bearing.....	24
Gambar 3.1	Dimensi gabah	26
Gambar 3.2	Pandangan samping silinder perontok.....	27
Gambar 3.3	Pandangan atas	27
Gambar 3.4	Gaya-gaya yang terjadi pada gabah	29
Gambar 3.5	Transmisi belt dan pully	33
Gambar 3.6	Penampang belt type-A	35
Gambar 3.7	Gaya-gaya yang bekerja pada poros	42
Gambar 3.8	Gaya horisontal poros	34
Gambar 3.9	Bidang gaya horisontal pada poros	43
Gambar 3.10	Momen bending horisontal poros	44
Gambar 3.11	Gaya vertikal poros	44
Gambar 3.12	Bidang gaya vertikal	45
Gambar 3.13	Momen bending vertikal	46
Gambar 3.14	Dimensi pasak	48
Gambar 3.13	Single row ball bearing	51



BAB II

DAFTAR TEORI



BAB II

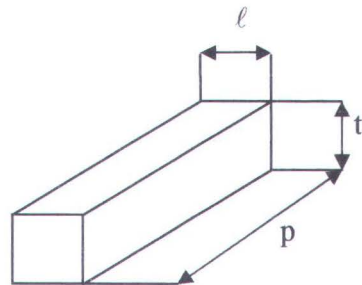
DASAR TEORI

II.1. PERHITUNGAN DAYA MOTOR

2.1.1 Menentukan Kapasitas Produksi

Sebelum mengetahui kapasitas produksi yang dihasilkan, terlebih dahulu kita ketahui ukuran bahan gabah yang akan kita gunakan, yang dalam hal ini dimensi gabah dianggap berbentuk balok.

Dimensi gabah :



Keterangan :

- Panjang gabah (p)
- Lebar gabah (ℓ)
- Tinggi gabah (t)

Gambar 2.1 Dimensi padi

Dari data diatas dapat digunakan untuk menghitung volume gabah :

$$V_{gb} = p \times \ell \times t \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana :

V_{gb} = volume gabah (cm^3)

p = panjang gabah (cm)

ℓ = lebar gabah (cm)

t = tinggi gabah (cm)

Dari data diatas kemudian kita dapat melakukan penimbangan terhadap gabah guna mengetahui massa gabah rata-rata yang nantinya dapat kita gunakan untuk mencari massa jenis gabah.



Maka massa jenis gabah (ρ_{gb}) :

$$\rho_{gb} = \frac{m_{gb} \text{ rata}}{v_{gb}} \dots\dots\dots (2.2)$$

Direncanakan produktivitas massa per jam (\dot{m}) = 500 kg/jam

Sehingga kapasitas kerja secara volumetris :

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho_{gb}} \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana :

Q = produktivitas secara volumetris (m^3/s)

\dot{m} = mass flow rate (kg/jam)

ρ_{gb} = massa jenis gabah (kg/m^3)

2.1.2. Gaya-gaya pada silinder perontok

Gaya yang dibutuhkan untuk merontokkan 1 butir padi (gaya geser terhadap body perontok), diasumsikan sebanding dengan gaya tarik suatu benda yang dikaitkan pada tangkai butir padi. Untuk mengetahui beban pemberatnya digunakan rumus sebagai berikut :

$$W = m \cdot g \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana :

m = massa pemberat (kg)

g = gravitasi (m/s^2)





Tegangan tarik (σ_{gb}) yang terjadi pada tangkai gabah :

$$\sigma_{gb} = \frac{F}{A_{tg}} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana : A_{tg} = Luas penampang tangkai gabah = $\frac{1}{4} \pi D^2$

Tegangan geser padi = 0,58 dari tegangan tarik didapat dari elemen mesin II hal 58.

Jadi tegangan geser batang gabah :

$$\tau_{gb} = \sigma_{gb} \cdot 0,58 \dots\dots\dots (2.6)$$

Gaya geser pada silinder perontok :

$$F_r = \tau_{gb} \times A_T \times \text{jumlah perontok tiap lajur} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana : A_T = Luas penampang total batang padi

$$= \frac{\text{luas celah perontok}}{\text{luas penampang padi}} \times \text{luas penampang batang} \times \text{jumlah celah}$$

Gaya yang dibutuhkan untuk memutar silinder perontok :

$$I = \frac{1}{2} m (R_1^2 + R_2^2) \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

m = Massa body perontok (yang terbuat dari plat dan kawat besi)

R_1 = Jari-jari body perontok (m)

R_2 = Jari-jari body perontok + Gigi perontok (m)

g = Gravitasi (m/s^2)



Kecepatan sudut yang terjadi :

$$\omega = \frac{V}{r}$$

Dimana :

ω = Kecepatan Sudut (Rad /s)

V = Kecepatan Bodi Perontok (m/s)

R = Jari-jari silinder perontok (m)

t = waktu yang diperlukan bodi perontok dari keadaan diam sampai berputar konstan

Torsi yang terjadi untuk memutar rol agar berputar pada saat tanpa beban dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$T = I \times \alpha \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

I = Momen Inersia (Kg.m^2)

α = Kecepatan Sudut (Rad/ s)

Maka gaya pada silinder perontok:

$$F_{sp} = T / R \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

T = torsi (N.m)

R = jari-jari (m)

Sehingga total gaya yang bekerja pada silinder perontok :

$$F_{tot} = F_r + F_{sp} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana:

F_r = Gaya geser pada silinder perontok(N)

F_{sp} = gaya pada bodi perontok (N)



Menghitung torsi pada poros

Untuk menghitung torsi dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.12), yaitu :

$$T = F \times R \dots\dots\dots(2.12)$$

Menghitung putaran silinder perontok

Putaran silinder perontok dapat dihitung dari persamaan (2.13) :

$$n_p = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D} \dots\dots\dots(2.13)$$

dimana :

v = kecepatan body perontok (m/s)

D = diameter silinder perontok (m)

2.1.3. Menghitung daya motor

Daya pada motor yang dibutuhkan dapat dicari dengan persamaan (2.14) :

$$N_p = \frac{T \cdot n_p}{63000} \dots\dots\dots(2.14)$$

Dimana :

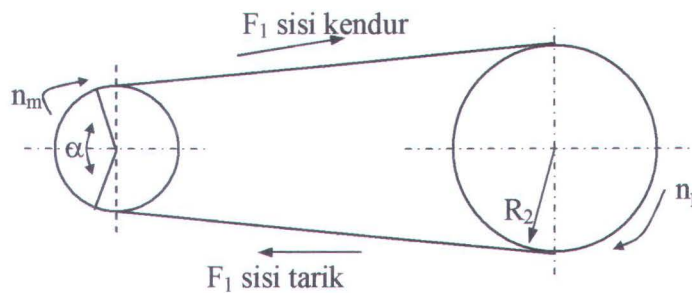
T = torsi (N.m)

n_p = putaran poros (rpm)

Dengan menggunakan perhitungan pada persamaan diatas kita dapat mengetahui berapa daya dan putaran yang dibutuhkan untuk mengoperasikan mesin perontok padi ini.

II.2. PERENCANAAN BELT DAN PULLEY

Pemindahan daya yang digunakan pada mesin perontok padi ini adalah sebuah belt yang terpasang pada dua buah pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan. Sedangkan belt yang digunakan adalah jenis belt v dengan penampang melintang bentuk trapesium.



Gambar 2.3 Transmisi belt dan pulley.

2.2.1. Mencari perbandingan kecepatan

Perbandingan kecepatan antara belt pulley motor (penggerak) dengan belt pulley pada poros (yang digerakkan) dicari dengan rumus :

$$v_m = \frac{\pi (D_m + h) \cdot n_m}{60 \cdot 100} \dots\dots\dots (2.15)$$

$$v_p = \frac{\pi (D_p + h) \cdot n_p}{60 \cdot 100} \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana :

v_m = kecepatan pulley penggerak (m/s)

v_p = kecepatan pulley yang digerakkan (m/s)

h = tebal belt (cm)

D_m = diameter pulley penggerak /motor (cm)



D_p = diameter pulley yang digerakkan /poros (cm)

n_m = putaran pulley penggerak (rpm)

n_p = putaran pulley yang digerakkan (rpm)

Sehingga perbandingan kecepatan antara pulley penggerak dengan yang digerakkan adalah sebagai berikut :

$$i = \frac{n_m}{n_p} = \frac{D_p}{D_m} \dots\dots\dots (2.17)$$

2.2.2. Kecepatan keliling pulley

kecepatan keliling pada pulley dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana :

v = Kecepatan keliling pulley (m/s)

D_m = diameter pulley(mm)

n_m = putaran motor (rpm)

2.2.3. Gaya keliling pada pulley

Gaya keliling yang timbul pada pulley dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times N_m}{v} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dengan adanya overload factor ($\beta = 1,5$), maka gaya diatas menjadi :

$$F = 1,5 \cdot F_{\text{rated}} \dots\dots\dots (2.20)$$



Dimana :

$F_{rated} = F =$ gaya keliling puley(kg)

$N =$ daya motor (kw)

$v =$ kecepatan pulley (m/s)

2.2.4. Menghitung tegangan belt

Tegangan belt yang timbul akibat beban dihitung dengan rumus :

$$K = 2 \cdot \phi \cdot \sigma_o \dots\dots\dots(2.21)$$

Dimana :

$\phi =$ faktor tarikan

$\sigma_o =$ tegangan belt aman (kg/cm²)

$K =$ tegangan yang timbul pada belt (Kg/cm)

2.2.5. Mencari luas penampang belt

Luas penampang belt dicari guna menentukan type belt seperti apa yang akan kita gunakan nanti, dengan menggunakan rumus :

$$Z.A = \frac{F}{K} \dots\dots\dots(2.22)$$

Dimana :

$Z =$ jumlah belt

$A =$ luasan penampang pada belt (cm²)

$F =$ gaya pada belt (kg)

$k =$ tegangan yang timbul (kg/cm²)

Dari perhitungan diatas, maka dapat ditentukan luas penampang dan type belt yang akan digunakan dengan melihat pada *lampiran-2*.



2.2.6. Menghitung sudut kontak dan panjang keliling belt

Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus-rumus yang diambil dari lampiran-1 :

Sudut kontak

Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_p - D_m}{a} \cdot 60^\circ \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana :

α = sudut kontak

D_p = diameter pulley yang digerakkan (mm)

D_m = diameter pulley penggerak (mm)

a = jarak antar poros (mm)

Panjang belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai digunakan rumus :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_p + D_m) + \frac{(D_m - D_p)^2}{4 \cdot a} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dimana :

L = panjang belt (mm)

a = jarak antar poros (mm)

D_m = diameter pulley penggerak (mm)

D_p = diameter pulley yang digerakkan (mm)



2.2.7. Menghitung jarak antar poros pulley

Jarak antar poros pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$a_{\min} = a - 2 \cdot h \quad \dots\dots\dots (2.25)$$

$$a_{\max} = (1,05 \text{ s/d } 1,10) \times a \quad \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana :

a_{\min} = jarak poros minimum (mm)

a_{\max} = jarak poros maksimum (mm)

a = jarak antara poros (mm)

h = tebal belt (mm)

2.2.8. Menghitung jumlah belt

Untuk menghitung jumlah belt yang akan digunakan dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$Z = \frac{F}{K \cdot A} \quad \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana :

Z = jumlah belt

F = gaya keliling pulley (kg)

A = luas penampang belt (cm²)

K = tegangan belt yang timbul (kg/cm²)

2.2.9. Menghitung tegangan maksimum pada belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian sisi yang tegang dan itu terjadi di titik awal belt



memasuki pulley penggerak, sehingga tegangan maksimum yang terjadi adalah :

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{K}{2} + \sigma_v + \sigma_{b \max} \dots\dots\dots (2.28) \\ &= \sigma_0 + \frac{F}{2.z.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + \epsilon_b \frac{h}{D_{\min}}\end{aligned}$$

dimana :

σ_0 = tegangan awal, untuk type belt v = 12 kg/cm³

F = gaya keliling pulley (kg)

Z = jumlah belt

A = luas penampang belt (cm²)

γ = berat spesifik untuk bahan belt "Solid-Wofen cotton"

0,75-1,05 kg/dm³ (tabel 3-4,Wayan Berata)

ϵ_b = modulus elastisitas 300-600 kg/cm² (tabel 3-4,Wayan Berata)

v = kecepatan keliling pulley (m/s)

g = gravitasi = 9,81 m/s²

h = tinggi belt (cm)

D_m = diameter pulley motor (cm)

2.2.10. Jumlah putaran belt per detik

Untuk mengetahui putaran belt perdetik digunakan rumus sebagai berikut, yaitu :

$$U = \frac{v}{L} \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana :

U = putaran belt perdetik (rps)

v = kecepatan keliling pulley (m/s)

L = panjang belt (m)



2.2.11. Menghitung umur belt

Untuk mengetahui berapa lama umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus sbb :

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot u \cdot z} \left[\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\text{max}}} \right]^m \dots\dots\dots (2.30)$$

Dimana :

H = umur belt

N_{base} = basis dari fatigue test, yaitu 10^6 cycle

u = jumlah putaran belt perdetik (rps)

z = jumlah belt

σ_{fat} = fatigue limit = 90 kg/cm^2 untuk belt-V

σ_{max} = tegangan yang timbul pada belt-V (kg/cm^2)

m = 8 untuk belt-V

2.2.12. Menghitung dimensi pulley

Data-data untuk mencari diameter luar dan diameter dalam pulley poros motor dan pulley poros perontok, didapat dari *lampiran-2* tentang spesifikasi belt v type A adalah sebagai berikut :

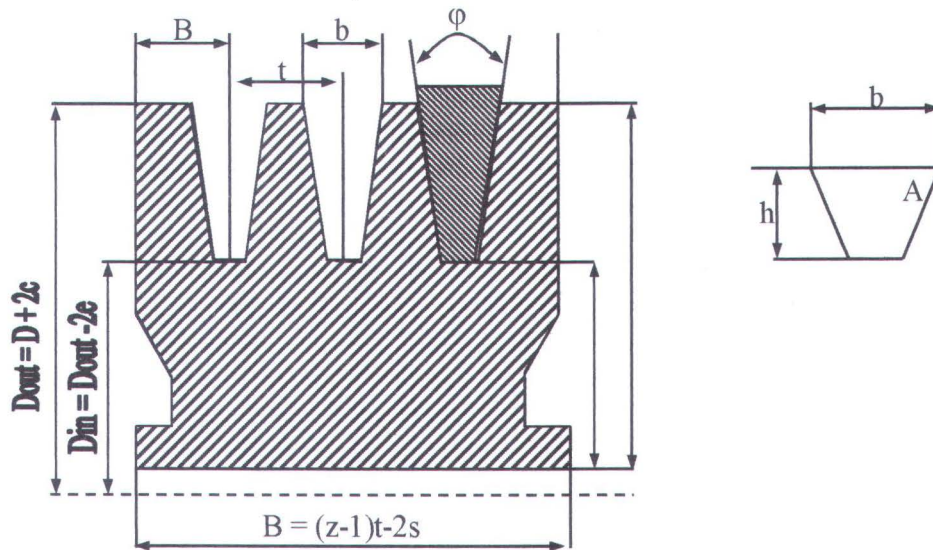
$$e = 12,5$$

$$c = 3,5$$

$$s = 10$$

$$t = 16$$

$$\varphi = 34^0 - 40^0$$



Gambar 2.4 Dimensi pulley dan belt

Keterangan :

- s = Jarak antara tepi dan tengah alur pulley (mm)
- b = lebar alur pulley (mm)
- φ = sudut alur pulley
- B = lebar pulley (mm)
- D_{in} = diameter dalam pulley (mm)
- D_{out} = diameter luar pulley (mm)

mencari diameter luar pulley

$$D_{out} = D_m + 2.c \quad \dots\dots\dots(2.31)$$

mencari diameter dalam pulley

$$D_{in} = D_1 - 2.e \quad \dots\dots\dots(2.32)$$

mencari lebar pulley

$$B = (Z-1).t + 2.S \quad \dots\dots\dots(2.33)$$



2.2.13. Menghitung gaya berat pulley yang digerakkan

Untuk mengetahui besarnya gaya berat pulley yang digerakkan dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$W = \rho \times V \times g \quad \dots\dots\dots(2.34)$$

Dengan :

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{out}^2 - D_{in}^2) \times B \quad \dots\dots\dots(2.35)$$

Dimana :

W = gaya berat pulley yang digerakkan (N)

ρ = massa jenis bahan pulley (kg/m^3)

V = volume pulley (m^3)

D_{out} = diameter luar pulley yang digerakkan (m)

D_{in} = diameter dalam pulley yang digerakkan (m)

B = berat pulley (m)

g = gravitasi (m/s^2)

2.2.14. Menghitung gaya pulley terhadap poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_p = \frac{F}{\phi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad \dots\dots\dots(2.36)$$

Dimana :

F = gaya keliling pulley (kg)

ϕ = Faktor tarikan

α = sudut kontak



II.3. PERENCANAAN POROS

Poros adalah bagian / elemen dari mesin yang penggunaannya dapat berfungsi sebagai untuk meneruskan tenaga dan sebagai penghubung yang dalam hal ini penghubung antara silinder perontok dengan pulley.

Pada perhitungan poros, yang akan ditentukan adalah diameter poros. Dan yang akan dicari adalah tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros, yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya-gaya yang bekerja dan momen yang terjadi pada poros.

Dari rumus perhitungan analisa daya dan rumus belt serta pulley diperoleh gaya yang akan bekerja pada poros yaitu :

F_x = gaya horizontal yang diterima poros (lbf)

F_y = gaya vertikal yang diterima poros (lbf)

F_R = gaya akibat tarikan pada pulley v belt (lbf)

W_p = gaya berat pada pulley (lbf)

W_{sp} = gaya berat silinder perontok (lbf)

F_t = gaya tangensial pada silinder perontok (lbf)

Dengan data-data diatas, maka gaya yang bekerja pada poros untuk arah horisontal dan vertical dapat dihitung. Disamping itu juga dapat dihitung momen bending yang terjadi pada poros.

2.3.1. Bidang Horisontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan yang lain ditentukan. Dengan mengacu pada persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertical dapat dihitung.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat diagram bidang lintang (gaya), untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar lebih mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen terbesar pada poros.



2.3.2. Menghitung Momen Terbesar

Setelah dibuat diagram bidang momen, akan diketahui letak momen terbesar dari bidang horizontal dan vertical serta dapat dihitung menurut Deutschman dengan menggunakan rumus :

$$M_B = \sqrt{(M_{BH})^2 + (M_{BV})^2} \dots\dots\dots(2.37)$$

Dimana :

M_{BH} = momen yang terjadi pada bidang horizontal (lb-in)

M_{BV} = momen yang terjadi pada bidang vertical (lb-in)

2.3.3. Menghitung Torsi yang terjadi

Jika titik yang mengalami momen terbesar diketahui, maka torsi yang terjadi pada titik tersebut dapat dihitung. Untuk menghitung torsi yang terjadi dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

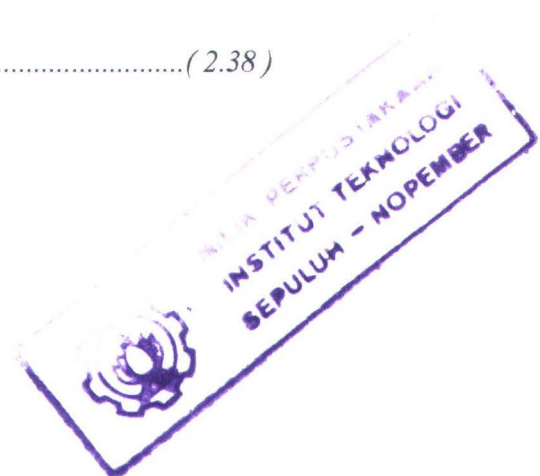
$$T = \frac{63000.N_p}{n_p} \dots\dots\dots(2.38)$$

Dimana :

T = torsi yang terjadi (lb-in)

N_p = daya motor (Hp)

n_p = putaran poros perontok (rpm)



2.3.4. Mencari bahan poros yang aman

Dari data diatas yaitu bahan poros ditentukan, maka diperoleh *Strength Yield Point* (S_{YP}) dari lampiran-4. Dengan data tersebut dapat dihitung tegangan yang terjadi pada poros, dengan rumus :



$$\tau_{\max} = \frac{S_{yp} \cdot 0,5}{N} \dots\dots\dots (2.39)$$

Dimana :

τ_{\max} = tegangan geser maksimum yang terjadi pd poros (psi)

S_{yp} = strength yield point (psi)

N = angka keamanan, yaitu :

= 1 untuk mesin tanpa beban kejut

= 2 untuk beban kejut ringan

= 3 untuk mesin yang mengalami beban kejut ringan

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{32.M_B}{\pi.D^3} \right]^2 + \left[\frac{16.T}{\pi.D^3} \right]^2} \dots\dots\dots (2.40)$$

Dimana :

τ_{\max} = tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros (psi)

M_B = momen bending yang terjadi pada poros (lb-in)

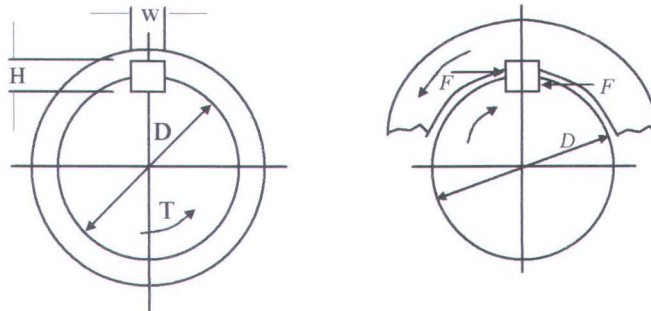
T = torsi yang terjadi pada poros (lb-in)

D = diameter poros (in)

Dengan diketahuinya tegangan maksimum dan S_{yp} diatas, maka akan dapat kita tentukan bahan poros yang sesuai dengan tegangan geser dan S_{yp} yang terbesar dari poros yang telah kita rencanakan tersebut.

II.4. PERENCANAAN PASAK

Pasak adalah bagian dari elemen mesin, disamping digunakan untuk menyambung, juga digunakan untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dari mesin dengan peralatan mesin yang lain, dalam hal ini pada pulley yang disambungkan dengan poros mesin tersebut.



Gambar 2.5 Dimensi pasak dan gaya-gaya yang bekerja

Keterangan :

H = Tinggi pasak

Fs = Gaya geser

W = lebar pasak

Fc = Gaya kompresi

L = Panjang pasak

Bila poros berputar dengan torsi yang besarnya T (lb-ft) akan menghasilkan gaya F yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya F inilah yang akan bekerja pada pasak.

$$F = \frac{T}{D/2} (\text{lb}) \dots\dots\dots (2.41)$$

Dimana :

D = Diameter poros (ft)

Pasak direncanakan pasak datar, untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada lampiran-6 tentang dimensi untuk type pasak datar.



Tinjauan terhadap tegangan geser :

$$S_s = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(2.42)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} A &= \text{luasan bidang geser pasak} \\ &= W \times L \\ &= \text{Lebar} \times \text{panjang pasak} \end{aligned}$$

pasak akan memenuhi persyaratan aman bila memenuhi persamaan sebagai berikut :

$$S_s = \frac{F}{A} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots(2.43)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} N &= \text{Faktor keamanan} \\ &= \text{diasumsikan pasak mengalami beban kejut kecil, } N = 3 \\ S_{syp} &= 0,58 \text{ syp} \end{aligned}$$

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk pada poros dan setengahnya lagi masuk pada "hub" dan juga tinggi pasak sama dengan besarnya ($H = W$), maka :

Tinjauan terhadap tegangan kompresi :

$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{\frac{DWL}{2}} = \frac{4T}{WLT} \dots\dots\dots(2.44)$$

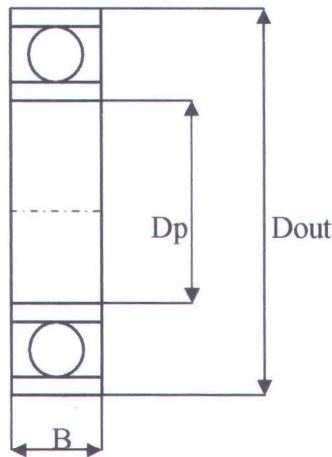
$$S_c = \frac{4T}{WLT} \leq \frac{S_{cyp}}{N}$$

Setelah diketahui Syp dari pasak , kemudian dapat kita tentukan bahan pasak yang akan kita gunakan nanti yang sesuai dengantegangan geser dan Syp yang terbesardari pasak yang kita dapatkan tersebut.

II.5. PERENCANAAN BANTALAN

Data-data yang digunakan dalam dasar teori bantalan sebagai berikut:

- Diameter poros (D)
- Gaya pada bantalan F_H dan F_v
- Putaran silinder perontok (n_p)
- Dengan diameter yang diketahui maka diperoleh data bantalan Type *Single Row Deep Groove Ball Bearing* seperti pada lampiran-9.



Keterangan:

D_p = diameter poros

D_{out} = diameter luar

B = lebar bantalan

Gambar 2.6 Single row ball bearing

2.4.1. Mencari gaya radial bantalan

Menghitung gaya radial pada bantalan dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$F_r = \sqrt{(F_H)^2 + (F_v)^2} \dots\dots\dots (2.45)$$

Dimana :

F_r = beban radial dalam lb

F_H = gaya pada sumbu horizontal dalam lb

F_v = gaya pada sumbu vertical dalam lb



2.4.2. Mencari beban equivalen

Beban equivalen adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap. Ini akan memberikan umur yang sama, seperti bila bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung pada bantalan dapat menggunakan rumus:

$$P = F_s (X.V.F_r + Y.F_a) \quad \dots\dots\dots(2.46)$$

Dimana :

P = Beban ekivalen (lbf)

F_r = Beban radial (lbf)

F_a = Beban aksial (lbf)

V = Faktor putaran; 1 untuk ring dalam yang berputar, 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = Faktor beban radial

Y = Faktor beban aksial

Karena $F_a = 0$ maka:

$$P = F_s (X.V.F_r) \quad \dots\dots\dots(2.47)$$

2.4.3. Menghitung umur bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus:

$$L_{10} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \times \frac{10^6}{60.n_p} \quad \dots\dots\dots(2.48)$$

Dimana:

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

C = beban dinamis, diperoleh dari table bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

P = beban equivalent (lb)

b = 3, untuk bantalan dengan bola

n_p = putaran poros perontok (rpm)



BAB III

PERHITUNGAN

BAB III

PERHITUNGAN

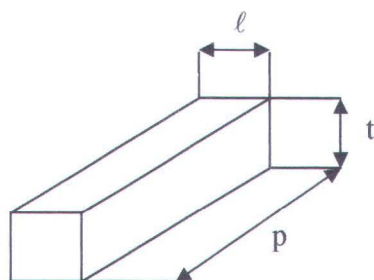
Pada bab ini akan dibahas perhitungan mesin perontok padi, dimana perhitungan pertama yang akan dicari adalah daya yang nantinya dibutuhkan dalam mesin perontok ini agar dapat berjalan dan berfungsi dengan baik, yaitu menghitung daya silinder perontok pada saat bekerja merontokkan padi dilanjutkan dengan perhitungan komponen-komponen utamanya.

III.1. PERHITUNGAN DAYA MOTOR

3.1.1. Kapasitas produksi

Data dari hasil pengukuran suatu gabah diketahui :

Dimensi gabah :



Keterangan :

- Panjang gabah (p) = 0,8 cm
- Lebar gabah (ℓ) = 0,3 cm
- Tinggi gabah (t) = 0,2 cm

Gambar 3.1 Dimensi gabah

Maka volume gabah dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.1) :

$$\begin{aligned}V_{gb} &= p \times \ell \times t \\&= 0,8 \text{ cm} \cdot 0,2 \text{ cm} \cdot 0,3 \text{ cm} \\&= 0,048 \text{ cm}^3\end{aligned}$$

Dengan mempertimbangkan data di lapangan, maka setelah dilakukan penimbangan terhadap gabah, didapat massa gabah rata-rata = 0,033 gr.

Maka massa jenis gabah (ρ_{gb}) :

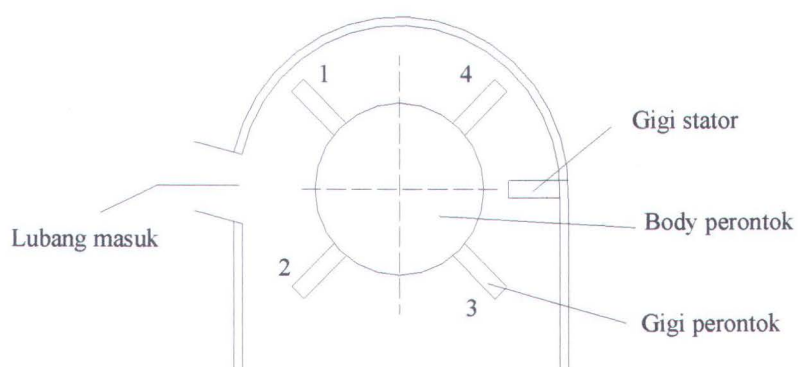
$$\begin{aligned}\rho_{gb} &= \frac{m_{gb} \text{ rata}}{V_{gb}} \\ &= \frac{0,033}{0,048} \\ &= 0.6875 \text{ gr/cm}^3 = 688 \text{ kg/m}^3\end{aligned}$$

Direncanakan kapasitas keluaran massa per jam (\dot{m}) = 500 kg/jam

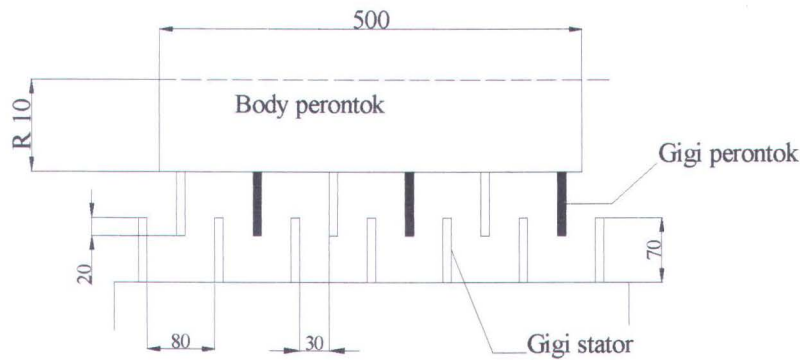
Maka kapasitas kerja secara volumetris :

$$\begin{aligned}Q &= \frac{\dot{m}}{\rho_{gb}} \\ &= \frac{500 \text{ kg / jam}}{688 \text{ kg / m}^3} \\ &= 0,726 \text{ m}^3 = 2,02 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

3.1.2. Konstruksi Silinder Perontok





Gambar 3.2 Pandangan samping silinder perontok



Gambar 3.3 Pandangan atas silinder perontok

Keterangan gambar :

-  = gigi perontok lajur 1 & 3
 = gigi perontok lajur 2 & 4
- Jumlah gigi perontok tiap lajur = 12
- Daerah atau luasan tegangan gesr (A_s) yang terjadi diantara gigi perontok dan gigi stator = $A_s = p \times l \times z$
$$= 2 \times 3 \times 12$$
$$= 72 \text{ cm}^2$$
- Jari-jari silinder perontok = Jari-jari body perontok + gigi perontok = $10 + 7 = 17 \text{ cm}$

3.1.3. Mencari gaya-gaya pada silinder perontok

Gaya yang dibutuhkan untuk merontokkan 1 butir padi (gaya geser terhadap body perontok), diasumsikan sebanding dengan gaya tarik suatu benda yang dikaitkan pada tangkai butir padi. Dari percobaan diketahui pemberat untuk dapat memutus gabah dari tangkainya sebesar 20 gr, sehingga beratnya didapat :

$$\begin{aligned} W &= m \cdot g \\ &= 0,02 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 0,196 \text{ N} \approx 0,2 \text{ N} \end{aligned}$$



Tegangan tarik (σ_{gb}) yang terjadi pada tangkai gabah :

$$\sigma_{gb} = \frac{F}{A_{tg}} \Rightarrow A_{tg} = \text{Luas penampang tangkai gabah} = \frac{1}{4} \pi D^2$$

$$D = 0,1 \text{ cm} = 0,001 \text{ m}$$

$$= \frac{0,2 \text{ N}}{0,000000785 \text{ m}^2}$$

$$= 2,5 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

Tegangan geser padi = 0,58 dari tegangan tarik

Jadi tegangan geser batang gabah :

$$\begin{aligned} \tau_g &= 2,5 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \cdot 0,58 \\ &= 1,45 \times 10^5 \end{aligned}$$

Gaya geser pada silinder perontok :

$$F_r = \tau_{gb} \times A_T \times \text{jumlah perontok tiap lajur}$$

Dimana : A_T = Luas penampang total batang padi

$$= \frac{\text{luas celah perontok}}{\text{luas penampang padi}} \times \text{luas penampang batang} \times \text{jumlah celah}$$

$$= \frac{2,5 \times 10^{-4}}{0,24 \times 10^{-4}} \times 7,85 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \times 10$$

$$= 8,18 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$F_r = 1,45 \times 10^5 \cdot 8,18 \times 10^{-5} \cdot 6$$

$$= 71,166 \text{ N}$$

Gaya yang dibutuhkan untuk memutar silinder perontok :

$$I = \frac{1}{2} m (R_1^2 + R_2^2)$$

Dimana :

m = massa body perontok (yang terbuat dari plat dan kawat besi) 10 Kg



$$R_1 = \text{jari-jari body perontok} = 0,1 \text{ m}$$

$$R_2 = \text{jari-jari body perontok} + \text{gigi perontok} = 0,17 \text{ m}$$

$$g = \text{gravitasi} = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Maka :

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{2} \cdot 10 (0,1^2 + 0,17^2) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot (0,01 + 0,0289) \\ &= 5 \cdot 0,0389 \\ &= 0,1945 \text{ Kg.m}^2 \end{aligned}$$

kecepatan sudut yang terjadi

$$\omega = \frac{v}{r}$$

Dimana :

v = kecepatan body perontok

$$= \frac{Q}{A_s} = \frac{2,02 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}}{0,72 \times 10^{-2} \text{ m}^2} = 0,03 \text{ m/s}$$

r = jari-jari silinder perontok

Maka :

$$\begin{aligned} &= \frac{0,03 \text{ m/s}}{0,17 \text{ m}} \\ &= 0,176 \text{ rad/sec} \end{aligned}$$

$$t = 1,5 \text{ dt}$$

(waktu yang diperlukan body perontok dari keadaan diam sampai berputar konstan)

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{0,176 \text{ rad/dt}}{1,5 \text{ dt}} = 0,117 \text{ rad/sec}^2$$

Torsi yang terjadi

$$\begin{aligned} T &= I \times \alpha \\ &= 0,1945 \text{ kg.m}^2 \times 0,117 \text{ rad/sec}^2 \\ &= 0,0227 \text{ N.m} \end{aligned}$$



Maka gaya pada silinder perontok:

$$\begin{aligned}F_{sp} &= T / R \\&= 0.027 \text{ Nm} / 0.17 \text{ m} \\&= 0.134 \text{ N}\end{aligned}$$

Sehingga total gaya yang bekerja pada silinder perontok :

$$\begin{aligned}F_{tot} &= F_r + F_{sp} \\&= 71,166 \text{ N} + 0,134 \text{ N} \\&= 71,3 \text{ N}\end{aligned}$$

3.1.4. Menghitung torsi pada poros

Untuk menghitung torsi dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.9), yaitu :

$$\begin{aligned}T &= F \times R \\&= 71,3 \text{ N} \cdot 0,17 \text{ m} \\&= 12,12 \text{ Nm} = 106,4 \text{ lb-in}\end{aligned}$$

3.1.5. Menghitung putaran silinder perontok

Putaran silinder perontok dapat dihitung dari persamaan (2.10) :

$$n_p = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

dimana :

$$v = \text{kecepatan body perontok} = 0,05 \text{ m/s}$$

$$D = \text{diameter silinder perontok} = 20 \text{ cm} = 0,2 \text{ m}$$

Maka :

$$\begin{aligned}n_p &= \frac{0,05 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,2} \\&= 288 \text{ rpm} \approx 300 \text{ rpm}\end{aligned}$$



3.1.6. Menghitung daya motor

Daya pada motor yang dibutuhkan dapat dicari dengan persamaan (2.11) :

$$\begin{aligned} N_p &= \frac{T \cdot n_p}{63000} \\ &= \frac{106,4 \text{ lb-in} \cdot 300 \text{ rpm}}{63000} \\ &= 0,5 \text{ Hp} \end{aligned}$$

Dengan mempertimbangkan hasil perhitungan diatas, dan jenis motor yang umum dijual di pasaran yang dalam hal ini seperti ditunjukkan pada lampiran-4 tabel motor, maka dipilih motor listrik yang menggunakan daya sebesar 0,5 Hp dengan putaran 1400 rpm.

III.2. PERHITUNGAN BELT DAN PULLEY

Dari perhitungan analisa daya diatas telah diketahui data-data yang dapat mendukung dalam perhitungan belt dan pulley sebagai berikut :

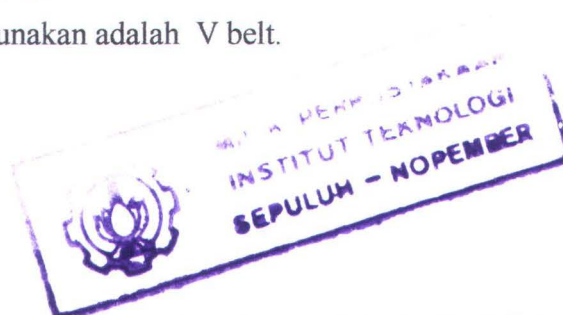
Data-data yang diketahui :

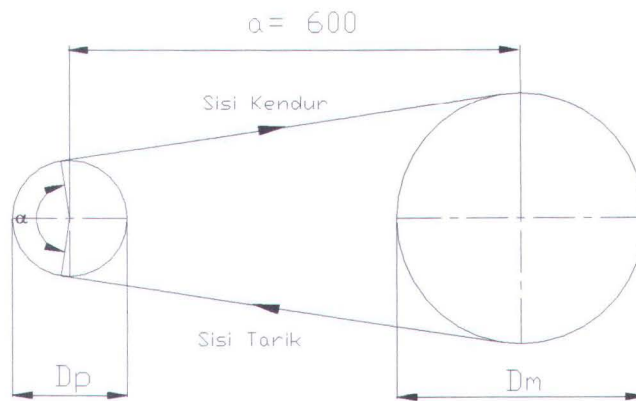
- Putaran motor (n_m) = 1400 rpm
- Putaran poros (n_p) = 300 rpm
- Daya motor (N_m) = 0,5 Hp = 0,37 kw

Data-data yang direncanakan :

- Diameter pulley penggerak (D_m) = 3 in = 76 mm
- Diameter pulley yang digerakkan (D_p) = 14 in = 355 mm

Sedangkan jenis belt yang akan digunakan adalah V belt.





Gambar 3.5 Transmisi belt dan pulley

3.2.1. Mencari perbandingan kecepatan

Perbandingan kecepatan antara belt pulley motor (penggerak) dengan belt pulley pada poros (yang digerakkan) dicari dengan persamaan (2.15-2.16) :

$$\begin{aligned} v_m &= \frac{\pi (D_m + h) \cdot n_m}{60 \cdot 100} & v_p &= \frac{\pi (D_p + h) \cdot n_p}{60 \cdot 100} \\ &= \frac{3,14(7,6 + 0,8) \cdot 1400}{60 \times 100} & &= \frac{3,14(35 + 0,8) \cdot 300}{60 \times 100} \\ &= 6,15 \text{ m/s} & &= 5,6 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Sehingga perbandingan kecepatan antara pulley penggerak dengan yang digerakkan adalah sebagai berikut :

$$i = \frac{n_m}{n_p} = \frac{D_p}{D_m} ; \quad \frac{1400}{n_p} = \frac{355}{76} ; \quad \frac{1400}{n_p} = 4,66$$

$$n_p = \frac{1400}{4,66} = 300 \text{ rpm}$$



3.2.2. Kecepatan keliling pulley

kecepatan keliling pada pulley dihitung dengan persamaan (2.18) :

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot D_m \cdot n_m}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 76 \cdot 1400}{60000} \\ &= 5,6 \text{ m/s} \end{aligned}$$

3.2.3. Gaya keliling pada pulley

Gaya keliling yang timbul pada pulley dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.19), yaitu :

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times N_m}{V} = \frac{102 \times 0,37 \text{ kw}}{5,6 \text{ m/s}} = 6,7 \text{ kg}$$

Dengan adanya overload factor ($\beta = 1,5$), maka gaya diatas menjadi :

$$F = \beta \times F_{\text{rated}} = 1,5 \times 6,7 \text{ kg} = 10 \text{ kg}$$

3.2.4. Menghitung tegangan belt

Tegangan belt yang timbul akibat beban dihitung dengan persamaan (2.21) :

$$K = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_o$$

Dimana :

φ = faktor tarikan untuk belt-V = 0,7 (Wayan merata-153)

σ_o = tegangan belt yang dianjurkan = 12 kg/cm² (Wayan merata-166)

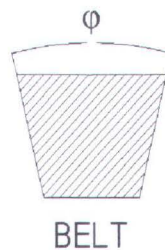
maka :

$$\begin{aligned} K &= 2 \cdot 0,7 \cdot 12 \\ &= 16,8 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

3.2.5. Mencari luas penampang belt

Luas penampang belt dicari guna menentukan type belt seperti apa yang akan kita gunakan nanti, dengan rumus persamaan (2.22)

$$\begin{aligned} Z.A &= \frac{F}{K} \\ &= \frac{10kg}{16,8kg/cm^2} = 0,6 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$



Gambar 3.6 Penampang belt type-A

Dari perhitungan diatas, maka pada lampiran-2 didapat luas penampang yang mendekati ukuran tersebut adalah belt dengan type A, yang mempunyai luas penampang (A) = 0,8 cm²

3.2.6. Menghitung sudut kontak dan panjang keliling belt

Untuk mengetahui berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.23-2.24) :

Sudut kontak

$$\begin{aligned} \alpha &= 180^\circ - \frac{D_p - D_m}{a} \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - \frac{355 - 76}{600} \cdot 60^\circ \\ &= 180^\circ - 0,465 \times 60^\circ \\ &= 152,1^\circ \end{aligned}$$



Panjang belt

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_p + D_m) + \frac{(D_m - D_p)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 600 + \frac{3,14}{2}(355 + 76) + \frac{(355 - 76)^2}{4 \cdot 600} \\ &= 1200 + 676,67 + 32,4 \\ &= 1908,8 \text{ mm} = 1,9 \text{ m} \end{aligned}$$

Berdasarkan standar yang ada, dipilih panjang sabuk 1905 mm sesuai dengan tabel pada *Lampiran-3*.

3.2.7. Menghitung jarak antar poros pulley

Jarak antar poros pulley dapat dihitung dari persamaan (2.25-2.26) :

- Jarak minimum (a_{\min}) = $a - 2 \cdot h$
= $600 - 2 \cdot 8$
= 584 mm
- Jarak maximum (a_{\max}) = $1,05 \times a$
= $1,05 \times 600$
= 630 mm

3.2.8. Menghitung jumlah belt

Data-data yang telah diketahui :

$$F = 10 \text{ kg}$$

$$K = 16,8 \text{ kg/cm}^2$$

$$A = 0,8 \text{ cm}^2$$

Maka jumlah belt yng digunakan adalah :

$$Z = \frac{F}{K \cdot A} = \frac{10 \text{ kg}}{16,8 \text{ kg/cm}^2 \times 0,8 \text{ cm}^2} = 0,744 \approx 1 \text{ buah}$$



3.2.9. Menghitung tegangan maksimum pada belt

Tegangan maksimum terjadi pada bagian yang mengalami penegangan, dan hal itu akan terjadi di titik awal belt memasuki pulley penggerak, jadi rumus tegangan maksimumnya adalah dapat dicari dengan persamaan (2.28) :

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{K}{2} + \sigma_v + \sigma_{b\max} \\ &= \sigma_0 + \frac{F}{2 \cdot Z \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + \epsilon_b \cdot \frac{h}{D_m}\end{aligned}$$

dimana :

σ_0 = tegangan awal, untuk type belt v = 12 kg/cm³

F = gaya keliling pulley = 10 kg

Z = jumlah belt = 1 buah

A = luas penampang belt = 0,8 cm²

γ = berat spesifik untuk bahan belt "Solid-Wofen cotton"

0,75-1,05 kg/dm³ (tabel 3-4, Wayan Berata)

ϵ_b = modulus elastisitas 300-600 kg/cm² (tabel 3-4, Wayan Berata)

v = kecepatan keliling pulley = 5,6 m/s

g = gravitasi = 9,81 m/s²

h = tinggi belt = 0,9 cm

D_m = diameter pulley motor = 7,6 cm

Maka :

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 12 + \frac{10}{2 \cdot 1 \cdot 0,8} + \frac{1,05(5,6)^2}{10 \cdot 9,81} + 600 \cdot \frac{0,9}{7,6} \\ &= 12 + 6,25 + 0,335 + 71,05 \\ &= 89,5 \text{ kg/cm}^2\end{aligned}$$



3.2.10. Jumlah putaran belt per detik

Data-data yang telah diketahui :

$$v = 5,6 \text{ m/s}$$

$$L = 1,9 \text{ m}$$

Jadi putaran belt per detiknya adalah :

$$U = \frac{v}{L} = \frac{5,6 \text{ m/s}}{1,9 \text{ m}} = 2,94 \text{ putaran/detik}$$

3.2.11. Menghitung umur belt

Untuk mengetahui berapa lama umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan persamaan (2.30) :

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot u \cdot z} \left[\frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\text{max}}} \right]^m$$

$$= \frac{10^7}{10440} \left[\frac{90}{89,5} \right]^8$$

$$= \frac{10455216,17}{10440}$$

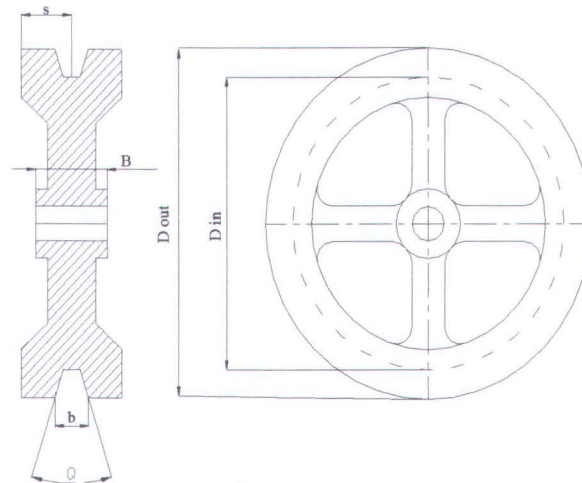
$$= 1001,46 \text{ jam kerja}$$

Jika dalam sehari terdapat 8 hari jam kerja, maka umur belt dapat bertahan sampai 125 hari = ± 4 bulan.

3.2.12. Menghitung dimensi pulley

Untuk Belt type A diperoleh data – data dari tabel 3-5, wayan merata, sbb:

$$e = 12,5 \quad ; c = 3,5 \quad ; s = 10 \quad ; t = 16 \quad ; \quad \varphi = 34^{\circ} - 40^{\circ}$$



Gambar 3.6 Dimensi pulley

1. Pulley penggerak (D_m)

a. Diameter luar pulley penggerak

$$\begin{aligned} D_{out} &= D_m + 2.C \\ &= 76 + 2.3,5 \\ &= 83 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Diameter dalam pulley penggerak

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_1 - 2.e \\ &= 76 - 2.12,5 \\ &= 51 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Lebar pulley (B)

$$\begin{aligned} B &= (Z-1).t + 2.S \\ &= (1-1).16 + 2.10 \\ &= 20 \text{ mm} \end{aligned}$$



2. Pulley yang digerakkan (D_p)

a. Diameter luar pulley yang digerakkan

$$\begin{aligned} D_{out} &= D_p + 2 \cdot c \\ &= 355 + 2 \cdot 3,5 \\ &= 362 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Diameter dalam pulley yang digerakkan

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_p - 2 \cdot e \\ &= 355 - 2 \cdot 12,5 \\ &= 330 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Lebar pulley (B)

$$\begin{aligned} B &= (Z-1) \cdot t + 2 \cdot S \\ &= (1-1) \cdot 16 + 2 \cdot 10 \\ &= 20 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.13. Menghitung gaya berat pulley yang digerakkan

Untuk mengetahui besarnya gaya berat pulley yang digerakkan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.34) :

$$W = \rho \times V \times g$$

Dengan :

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{out}^2 - D_{in}^2) \times B$$

Dimana :

W = gaya berat pulley yang digerakkan (N)

ρ = massa jenis bahan pulley, dalam hal ini dipilih bahan

dari "cast iron"(tabel) = $7,27 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

V = volume pulley (m^3)

D_{out} = diameter luar pulley yang digerakkan = 0,362 m

D_{in} = diameter dalam pulley yang digerakkan = 0,330 m

B = berat pulley = 20 mm = 0,02 m

g = gravitasi = $9,81 \text{ m/s}^2$



Maka :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} (0,362^2 - 0,330^2) \times 0,02 \\ &= 0,785 \times 0,022 \times 0,02 \\ &= 0,000345 \text{ m}^2 \\ &= 3,45 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} W &= \rho \times V \times g \\ &= 7,27 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 \cdot 3,45 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 24,61 \text{ N} \end{aligned}$$

3.2.14. Menghitung gaya pulley terhadap poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (2.36) :

$$F_p = \frac{F}{\varphi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Dimana :

$$\begin{aligned} F &= \text{gaya keliling pulley} = 10 \text{ kg} \\ \varphi &= \text{Faktor tarikan, untuk v belt} = 0,7 \\ \alpha &= \text{sudut kontak} = 152,1^\circ \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} F_p &= \frac{10 \text{ kg}}{0,7} \cdot \sin \frac{152,1^\circ}{2} \\ &= 14,28 \text{ kg} \cdot 9,7 \\ &= 13,871 \text{ kg} \\ &= 136,07 \text{ N} \end{aligned}$$

III.3. PERHITUNGAN POROS

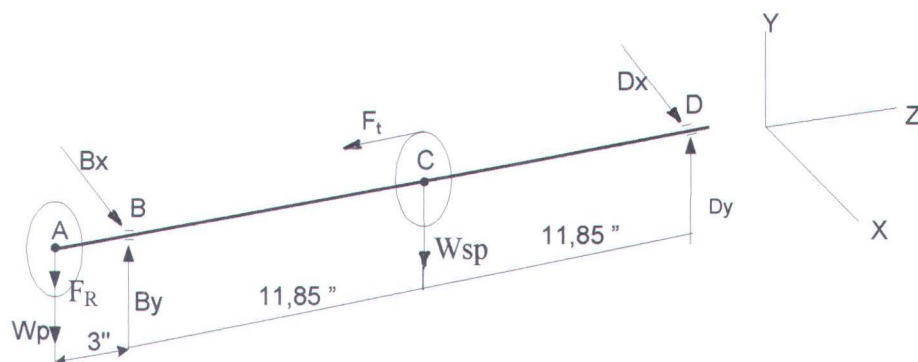
Pada poros ini terpasang silinder perontok, dua bantalan dan pulley v belt yang terhubung ke silinder perontok tersebut dengan data-data perencanaan sebagai berikut :

- Daya motor (Nm) = 0,5 Hp
- Putaran poros perontok (n_p) = 300 rpm
- Gaya berat pulley (W_p) = 21,6 N = 4,85 lbf
- Gaya berat silinder perontok (W_{sp})

$$\begin{aligned} W_{sp} &= 10 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 98,1 \text{ kg.m/s}^2 = 22,05 \text{ lbf} \end{aligned}$$

- Gaya tangensial pada silinder perontok (lihat perhitungan daya) dari gesekan dengan stator (F_t) = 59,76 N = 13,43 lbf
- Gaya akibat tarikan pada pulley V belt (F_R)

$$\begin{aligned} F_R &= 2 \cdot F \cdot \sin \alpha / 2 \\ &= 2 \cdot 10 \text{ kg} \cdot \sin 152,1/2 \\ &= 19,4 \text{ kgf} = 4,36 \text{ lbf} \end{aligned}$$

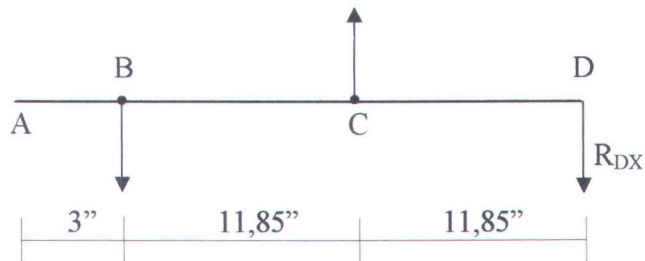


Gambar 3.7 Gaya-gaya yang bekerja pada poros



3.3.1 Bidang horisontal dan vertikal

a. Diagram bidang horisontal



Gambar 3.8 Gaya horizontal poros

$$\curvearrowleft \sum M_D = 0$$

$$R_{BX} \cdot 23,7 \text{ in} - F_t \cdot 11,85 \text{ in} = 0$$

$$R_{BX} \cdot 23,7 \text{ in} - 13,43 \text{ lbf} \cdot 11,85 \text{ in} = 0$$

$$R_{BX} = \frac{13,43 \text{ lbf} \cdot 11,85 \text{ in}}{23,7 \text{ in}}$$

$$= 6,715 \text{ lbf}$$

$$+\uparrow \sum F_x = 0$$

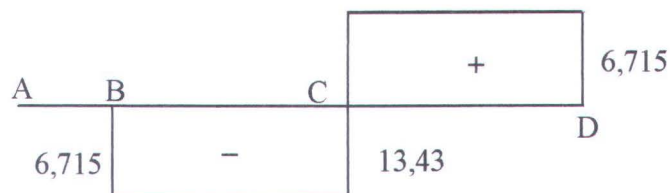
$$-R_{BX} + F_t + R_{DX} = 0$$

$$-6,715 \text{ lbf} + 13,43 \text{ lbf} - R_{DX} = 0$$

$$R_{DX} = 6,715 \text{ lbf} - 13,43 \text{ lbf}$$

$$= -6,715 \text{ lbf}$$

Diagram Bidang Lintang



Gambar 3.9 Bidang gaya horizontal pada poros



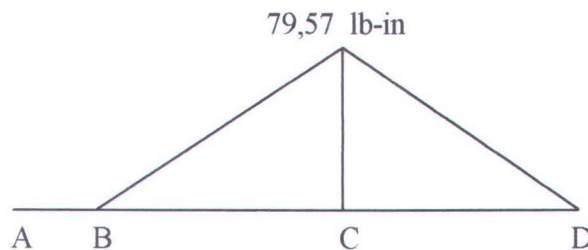
Momen bending dititik C

$$\begin{aligned}M_{CX} &= R_{BX} \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 6,715 \text{ lbf} \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 79,57 \text{ lb-in}\end{aligned}$$

Momen bending dititik D

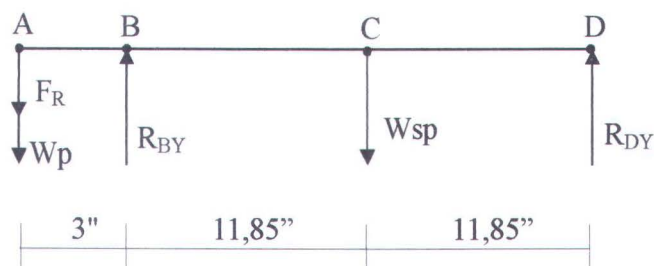
$$\begin{aligned}M_{DX} &= R_{BX} \cdot 23,7 \text{ in} - F_t \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 6,715 \text{ lbf} \cdot 23,7 \text{ in} - 13,43 \text{ lbf} \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 159,1455 - 159,1455 \text{ lb-in} \\&= 0 \text{ lb-in}\end{aligned}$$

Diagram bidang momen



Gambar 3.10 Momen bending horizontal pada poros

b. Diagram Bidang Vertikal



Gambar 3.11 Gaya vertikal pada poros



$$\curvearrowright + \sum M_D = 0$$

$$F_R \cdot 26,7 \text{ in} + W_p \cdot 26,7 \text{ in} - R_{BY} \cdot 23,7 \text{ in} + W_{sp} \cdot 11,85 \text{ in} = 0$$

$$4,36 \text{ lbf} \cdot 26,7 \text{ in} + 4,85 \text{ lbf} \cdot 26,7 \text{ in} - R_{BY} \cdot 23,7 \text{ in} +$$

$$22,05 \text{ lbf} \cdot 11,85 \text{ in} = 0$$

$$116,412 + 129,5 + 261,3 = R_{BY} \cdot 23,7 \text{ in}$$

$$R_{BY} = \frac{507,21 \text{ lbf} \cdot \text{in}}{23,7 \text{ in}}$$

$$= 21,40 \text{ lbf}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0$$

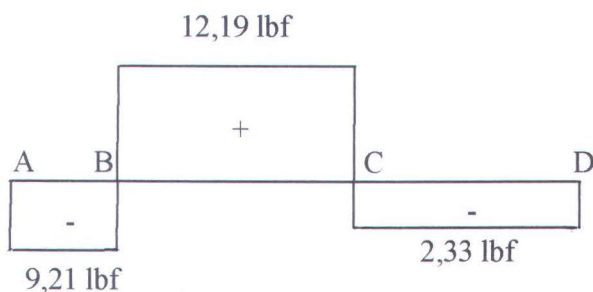
$$- F_R - W_p + R_{BY} - W_{sp} + R_{DY} = 0$$

$$- 4,36 \text{ lbf} - 4,85 \text{ lbf} + 21,40 \text{ lbf} - 22,05 \text{ lbf} + R_{DY} = 0$$

$$R_{DY} = 4,36 \text{ lbf} + 4,85 \text{ lbf} - 21,40 \text{ lbf} + 22,05 \text{ lbf}$$

$$= 9,86 \text{ lbf}$$

Diagram Bidang Lintang



Gambar 3.12 Bidang gaya vertikal pada poros



Momen bending dititik B

$$\begin{aligned}M_{BY} &= F_R \cdot 3 \text{ in} + W_p \cdot 3 \text{ in} \\&= 4,36 \text{ lbf} \cdot 3 \text{ in} + 4,85 \text{ lbf} \cdot 3 \text{ in} \\&= 79,57 \text{ lb-in}\end{aligned}$$

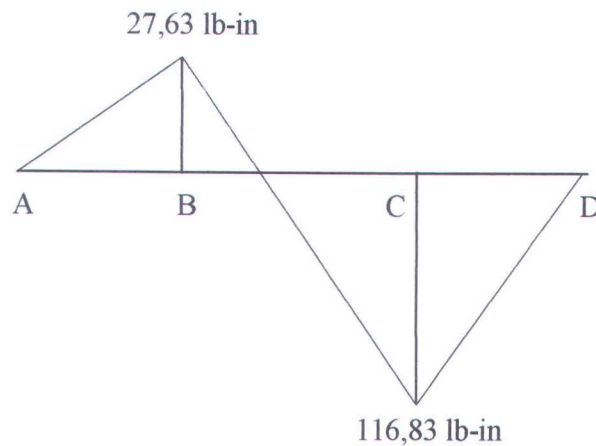
Momen bending dititik C

$$\begin{aligned}M_{CY} &= F_R \cdot 14,85 \text{ in} + W_p \cdot 14,85 \text{ in} - R_{BY} \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 4,36 \text{ lbf} \cdot 14,85 \text{ in} + 4,85 \text{ lbf} \cdot 14,85 \text{ in} - 21,40 \text{ lbf} \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 64,746 + 72,02 - 253,6 \\&= -116,83 \text{ lb-in}\end{aligned}$$

Momen bending dititik D

$$\begin{aligned}M_{DY} &= F_R \cdot 26,7 \text{ in} + W_p \cdot 26,7 \text{ in} - R_{BY} \cdot 23,7 \text{ in} + W_{sp} \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 4,36 \text{ lbf} \cdot 26,7 \text{ in} + 4,85 \text{ lbf} \cdot 26,7 \text{ in} - 21,40 \text{ lbf} \cdot 23,7 \text{ in} + \\&\quad 22,05 \text{ lbf} \cdot 11,85 \text{ in} \\&= 116,412 + 129,495 - 507,18 + 261,3 \\&= 0 \text{ lb-in}\end{aligned}$$

Diagram Bidang Momen



Gambar 3.13 Momen bending vertikal pada poros



3.3.2. Menghitung momen terbesar

Karena momen terbesar terletak pada titik C ,dengan $M_{BV} = 116,83$ lbf dan $M_{BH} = 79,57$ lbf , maka momen bending dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.37) :

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{(M_{BV})^2 + (M_{BH})^2} \\ &= \sqrt{(116,83)^2 + (79,57)^2} \\ &= \sqrt{13649,3 + 6331,4} \\ &= 141,35 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

3.3.3. Menghitung torsi yang terjadi

Untuk menghitung torsi digunakan persamaan (2.38), yaitu :

$$\begin{aligned} T &= \frac{63000.N}{n_p} \\ &= \frac{63000.0,5Hp}{300rpm} \\ &= 105 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

3.3.4. Mencari bahan poros yang aman

Direncanakan diameter poros perontok = 1,4 in

Data-data yang diketahui :

- Momen bending terbesar = $M_B = 141,35$ lb-in
- Torsi yang terjadi pada poros = $\tau = 105$ lb-in
- Angka keamanan (N) = 3

Sehingga :

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &\leq \frac{S_{Syp}}{N} \\ \tau_{\max} &= \sqrt{\left(\frac{32.M_B}{\pi.D^3}\right)^2 + \left(\frac{16.T}{\pi.D^3}\right)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{32.141,35}{3,14.(1,4)^3}\right)^2 + \left(\frac{16.105}{3,14.(1,4)^3}\right)^2} \end{aligned}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{4523,2}{8,6}\right)^2 + \left(\frac{1680}{8,6}\right)^2}$$
$$= \sqrt{276627,07 + 38161,2} = 561,06$$

$$\tau_{\max} \cdot N = S_{\text{syp}}$$

$$\tau_{\max} \cdot N = 0,58 \cdot S_{\text{yp}}$$

$$561,06 \cdot 3 = 0,58 \cdot S_{\text{yp}}$$

$$1683,2 = 0,58 S_{\text{yp}}$$

$$S_{\text{yp}} = \frac{1683,2}{0,58} = 2902,03 \text{ Psi}$$

Dari data tersebut diatas, maka bahan poros diambil dari ASTM A47-35018 dengan $S_{\text{yp}} = 35.000 \text{ psi}$

III.4. PERENCANAAN PASAK

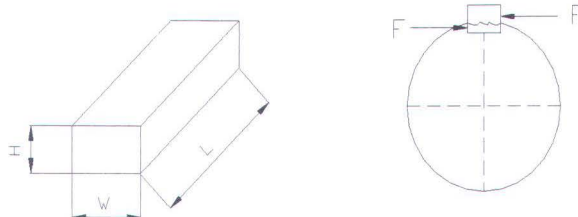
Dari perhitungan sebelumnya dan dari data-data yang direncanakan didapat :

- Torsi poros (T) = 105 lb-in
- Diameter poros (D_p) = 1,4 inch = 35,5 mm

Dengan melihat pada *lampiran-6*, diketahui dimensi pasak yang direncanakan adalah pasak type dasar, yaitu :

- $W = 3/8 = 0,375 \text{ inch}$
- $H = 3/8 = 0,375 \text{ inch}$

$L = 1,35 \text{ inch}$ (Direncanakan), karena panjang minimum pasak harus lebih dari 25 % dari diameter poros. (*Deutchman-363*)



Gambar 3.14 Dimensi pasak



Gaya yang bekerja pada pasak :

$$F = \frac{T}{D/2} = \frac{105}{1.4/2} = 150 \text{ lb}$$

3.4.1. Tinjauan terhadap tegangan geser

a. Tegangan geser yang timbul akibat gaya pada pasak.

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F}{A} \quad A = \text{Luasan bidang geser pasak} \\ &= W \times L = 0,50 \text{ inch}^2 \\ &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{150 \text{ lb}}{0,50} = 300 \text{ lb/in}^2\end{aligned}$$

b. Tegangan geser yang diijinkan.

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F}{A} \leq \frac{S_{\text{syp}}}{N} \quad , \text{dimana } N = 3 \\ &= \frac{150}{0,50} = \frac{0,58 \cdot \text{Syp}}{3} \\ 900 &= 0,58 \cdot \text{Syp} \\ \text{Syp} &= 1551,72 \text{ Psi}\end{aligned}$$

3.4.2. Tinjauan terhadap tegangan kompresi

a. Tegangan kompresi yang timbul

$$\begin{aligned}\sigma_c &= \frac{F}{A} = \frac{2T}{\frac{H}{2} \cdot L \cdot D} = \frac{4T}{H \cdot L \cdot D} \\ &= \frac{4 \cdot 105}{0,375 \cdot 1,35 \cdot 1,4} \\ &= \frac{420}{0,708} = 593,22 \text{ lb/in}^2\end{aligned}$$



b. Tegangan kompresi yang diijinkan

$$\begin{aligned}\sigma_s &= \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{Syp}{N} \\ &= 593,22 \leq \frac{Syp}{3} \\ Syp &= 593,22 \cdot 3 \\ Syp &= 1779,66 \text{ Psi}\end{aligned}$$

Dari perhitungan pasak yang didapat, Syp pasak harus lebih besar dari 1779,66 Psi maka bahan pasak yang digunakan diambil dari ASTM A47-32501 dengan Syp = 32.500 psi.

III.5. PERHITUNGAN BANTALAN

Dalam perencanaan ini dipilih bantalan type ball bearing, karena gaya-gaya yang bekerja tidak terlalu besar. Bantalan type ini dapat menahan gaya radial yang cukup besar, sedangkan yang menjadi acuan dalam perhitungan adalah gaya reaksi tumpuan terbesar, yang dalam hal ini terletak pada bantalan dititik B.

Data-data yang diperoleh dari perhitungan sebelumnya:

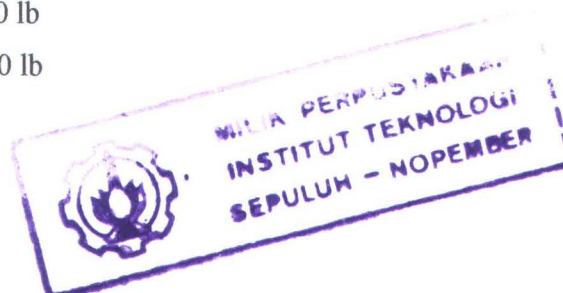
- Diameter poros (D) = 1,4 inch = 35,5 mm
- Gaya bantalan di titik B ; $F_{BX} = 6,715 \text{ lbf}$ dan $F_{BY} = 21,40 \text{ lbf}$
- Darit tabel 9-1 Deutchman pada lampiran-3 (single row ball bearing) di dapat :

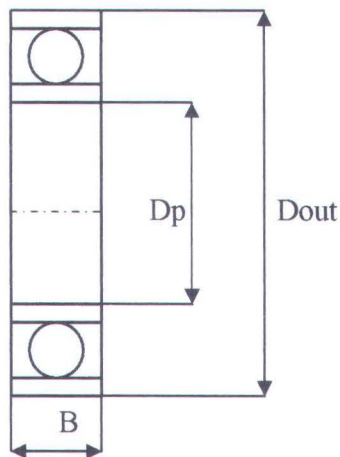
Dout (diameter luar bearing) = 72 mm = 2,8346 inch

B (lebar bantalan) = 17 mm = 0,6693 inch

C (beban statis) = 3070 lb

Co (beban dinamis) = 4440 lb





Keterangan :

D_p = diameter poros

D_{out} = diameter luar

B = lebar bantalan

Gambar 3.15 Singel row ball bearing

3.5.1. Menghitung gaya radial bantalan

Mencari Gaya Radial pada bantalan di titik tumpuan yang terbesar, yang dalam hal ini terdapat pada titik B yaitu dengan persamaan (2.45) :

$$\begin{aligned} F_{rB} &= \sqrt{(F_{BX})^2 + (F_{BY})^2} \\ &= \sqrt{(6,715)^2 + (21,40)^2} \\ &= \sqrt{45,09 + 457,96} \\ &= 22,43 \text{ lbf} \end{aligned}$$

3.5.2. Menghitung beban equivalen

Untuk menghitung beban Equivalen digunakan persamaan (2.47) :

$$P = F_s (X.V.F_r + Y.F_a)$$

Karena $F_a = 0$, maka $\frac{F_a}{V.F_r} = 0$ sehingga $\frac{F_a}{V.F_r} \leq \bar{e}$

Harga \bar{e} terendah = 0,19

maka $X = 1$ dan $Y = 0$

$$P = F_s (X.V.F_r)$$

P = Beban ekivalen

F_s = Jenis beban (diambil light shock = 1,5 tabel 9-8 Deutcmn 489)



- X = Faktor beban radial = 1
Y = Faktor beban axial yang berputar
V = 1 (karena ring dalam yang berputar)
Fr = Gaya radial = 22,43 lbf

Sehingga :

$$\begin{aligned} P &= 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 22,43) \\ &= 33,645 \text{ lbf} \end{aligned}$$

3.5.3. Menghitung umur bantalan

Dalam memperhitungkan umur bantalan digunakan persamaan (2.48), sebagai berikut :

$$L_{10h} = \left[\frac{C}{P} \right]^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n_p}$$

Dimana :

b = konstanta untuk ball bearing = 3

n_p = 300 rpm

$$= \left[\frac{3070}{33,645} \right]^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 300}$$

$$= 42206663,65 \text{ jam kerja}$$



BAB IV

KESIMPULAN



BAB IV. KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan perencanaan pada mesin perontok padi yang telah dilakukan, maka didapatkan hasil perencanaan sebagai berikut :

1. Daya dan putaran Motor

Sebagai tenaga penggerak digunakan motor listrik yang dari hasil perhitungan daya motor yang diperlukan sebesar 0,5 Hp dengan putaran 1400 rpm yang selanjutnya ditransmisikan menjadi 300 rpm untuk putaran silinder perontok.

2. Silinder perontok

Silinder perontok disini berfungsi sebagai alat untuk merontokkan padi dari tangkainya yang dilengkapi dengan gigi perontok. Bahan yang digunakan pada silinder perontok ini dipilih dari bahan plat baja berdiameter 20 cm dan gigi perontoknya diambil dari besi dengan diameter 10 mm. Berat silinder perontok sebesar $10 \text{ kg} = 100 \text{ N}$.

3. Pulley

Pulley yang digunakan terbuat dari bahan *Cast Iron* yang terdiri dari 2 buah pulley dan memiliki diameter berbeda. Untuk pulley penggerak atau pulley motor mempunyai diameter 76 mm, sedangkan pulley yang digerakkan atau pulley poros mempunyai diameter sebesar 355 mm.

4. Belt

Belt yang digunakan sebagai transmisi antara kedua pulley pada mesin ini dipilih dari jenis V-Belt dengan type A yang berasal dari bahan "*Solid Woven-Cotton*" yang mempunyai lebar 13 mm dan tinggi 8 mm serta panjang 1905 mm. Belt yang digunakan pada mesin ini berjumlah satu buah dengan umur belt diperhitungkan sampai 1001,46 jam kerja.

5. Poros

Poros dalam hal ini digunakan untuk mentransmisikan daya dari motor ke silinder perontok. Bahan yang dipakai untuk poros adalah ASTM type A47-35018 malleable baja karbon dengan Syt 35.000 Psi, diameter poros sebesar 1,4 in yang mempunyai panjang 70 cm.



6. Pasak

Pasak yang digunakan pada mesin ini dipilih dari jenis Square Key (pasak bujur sangkar). Bahan yang dipakai malleable cast iron ASTM type A47-32510 dengan Symp 32.500 Psi yang mempunyai panjang 1,35 in, tinggi dan lebar pasak sebesar 0.375 in.

7. Bantalan

Bantalan yang digunakan pada perencanaan ini dipilih type single row ball bearing dengan diameter luar 72 mm dengan umur bantalan diperhitungkan sampai 42206663,65 jam kerja.

8. Kerangka

Bahan kerangka atau penyangga konstruksi pada mesin, digunakan besi siku L dengan lebar masing-masing sisi adalah 45 mm, dengan ketebalan 3,5 mm.



LAMPIRAN

LAMPIRAN-IFaktor sudut kontak untuk C_α

Sudut Kontak α°		80°	120°	140°	160°	180°	220°
C_α	untuk : Belt Datar	-	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
	untuk : Belt V	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

Faktor kecepatan C_v

Kecepatan Belt v (m/sec)		1,0	5,0	10	15	20	25	30
C_v	untuk : Belt Datar	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
	untuk : Belt V	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

Sudut kontak dan panjang belt

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{a} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{a} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{2a} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_p - 2E)}{2A_p}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2\bar{a} + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4\bar{a}}$	$L = 2\bar{a} + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4\bar{a}}$	$L = 2\bar{a} + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{2\bar{a}}$	$L = (\bar{a} + A_p + C) + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8\bar{a}} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8\bar{a}} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8\bar{a}} - \frac{E}{A_p} \left(\frac{D_1 + D_p}{2} \right) - \frac{E}{C} \left(\frac{D_1 + D_p}{2} \right)$



LAMPIRAN-2

V-Belts												
Cross-sections of V-belts	(sizes in Fig. 121)							(sizes in Fig. 122)				
	O	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5
Cross-section area F in cm^2	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7	1.1	1.2	1.6	2.2	2.7
In conformity with the standard, design or inner* length of belt in mm	500*	500*	630*	1,800	3,150	4,500	6,300	560*	560*	900*	950*	950*
	min											
	max											
Difference between design and inner length of belt in mm	25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm	63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
Constants in formula (191)	a	23	25	28	30	32	32					
	w	100	120	180	215	280	350	440				
Maximum recommended velocity v_{max} in m/sec	25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design width of belt a_d in mm	8.5	11	14	19	27	32	42					
Rated sizes of pulley grooves (Fig. 125)*	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43				
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5				
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58				
	s	8	10	12.5	17	24	29	38				
	φ^0	34-40			36-40			38-40				

* Note. The angle of groove (φ) is selected depending on the pulley diameter; a lesser angle corresponds to a lesser diameter.

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-500	20-135	15-55
Thickness h in mm	Single 3-5.5, double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
Ultimate tensile strength in kg/cm^2	200	440 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Maximum elongation	10% at 100 kg/cm^2	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio $\frac{D_{\text{min}}}{h}$ recommended	35	40	30-40	30	40	30
allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended maximum velocity v_{max} in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight γ in kg/dm^3	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈ 1.2	≈ 1.0
Constants a	29	25	21	18	23	21
In formula (191) w	300	100	150	150	200	150
Modulus of elasticity E_t in kg/cm^2	1,000-1,500	800-1,200	300-600	—	1,000-1,200	—

LAMPIRAN-3

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Panjang sabuk V standar



LAMPIRAN-4

Table A-1 Mechanical Properties of Some Cast Ferrous Materials

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness HRC	Endurance Limit, ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	12×10^6	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13×10^6	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15×10^6	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17×10^6	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19×10^6	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20×10^6	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25×10^6	50	22.5	10	133	28	25×10^6	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25×10^6	53	35	18	133	31	25×10^6	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	26×10^6	65	45	10	185	32	23.2×10^6	242	49	14
50007 (ASTM A220)	26.5×10^6	75	50	7	204	37	23.2×10^6	242	75	14
60003 (ASTM A220)	27×10^6	80	60	3	226	39	23.2×10^6	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27×10^6	100	80	2	255	40	23.2×10^6	242	100	14
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-18 (ASTM A536)	23.5×10^6	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
80-55-06 (")	23.5×10^6	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
100-70-03* (")	23.5×10^6	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
120-90-02* (")	23.5×10^6	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5×10^6	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—

SOURCE: Compiled from 1973 Materials Selector, Reinhold Publishing Co., New York; Tool Engineers' Handbook, Ind. ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and ASM E Handbook of Mechanical Properties, McGraw-Hill Book Co., New York.

* Obtained by heat treatment involving normalizing or quenching and tempering.

† Below 8% total all carbon.

‡ Normalized and tempered.

§ Quenched and tempered.

¶ Annealed.

‡ Normalized.

§ Heat resistant.

‡ Corrosion resistant.

‡ Heat and corrosion resistant.

‡ 3000F, Water quenched.

LAMPIRAN-5

Bahan pulley

TABLE A.3 Properties of Selected Solids at 25° C

Substance	ρ kg/m ³	C_p kJ/kg-K
Asphalt	2120	0.92
Brick, common	1800	0.84
Carbon, diamond	3250	0.51
Carbon, graphite	2000-2500	0.61
Coal	1200-1500	1.26
Concrete	2200	0.88
Glass, plate	2500	0.80
Glass, wool	200	0.66
Granite	2750	0.89
Ice (0 C)	917	2.04
Paper	700	1.2
Plexiglas	1180	1.44
Polystyrene	920	2.3
Polyvinyl chloride	1380	0.96
Rubber, soft	1100	1.67
Salt, rock	2100-2500	0.92
Sand, dry	1500	0.8
Silicon	2330	0.70
Snow, firm	560	2.1
Wood, hard (oak)	720	1.26
Wood, soft (pine)	510	1.38
Wool	100	1.72
Metals		
Aluminum	2700	0.90
Copper, commercial	8300	0.42
Brass, 60-40	8400	0.38
Gold	19300	0.13
Iron, cast	7272	0.42
Iron, 304 St Steel	7820	0.46
Lead	11340	0.13
Magnesium, 2% Mn	1778	1.00
Nickel, 10% Cr	8666	0.44
Silver, 99.9% Ag	10524	0.24
Sodium	971	1.21
Tin	7304	0.22
Tungsten	19300	0.13
Zinc	7144	0.39



LAMPIRAN-6

Table 7-6 Dimensions of square plain parallel stock keys (dimensions in inches, see Figure 7-7a on next page)

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, in	Bottom of Key, set to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{3}{4}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.284	$\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$\frac{5}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

Tolerance on W is -0.0020 in. for shafts $\frac{1}{8}$ to $1\frac{1}{4}$ in., inclusive; -0.0025 in. for shafts $1\frac{1}{8}$ to $3\frac{1}{4}$ in., inclusive; -0.0030 in. for shafts $3\frac{1}{8}$ to 6 in., inclusive.

Dimension of square plain parallel stock keys



LAMPIRAN-7

Dimensi pasak baji, tirus dan pasak kepala

Shaft Diameter (inclusive)	Square Type		Flat Type		Tolerance		Stock Length, L		
	Max- imum Width, W	Height at Large End, H*	Max- imum Width, W	Height at Large End, H*	On Width	On Height	Mini- mum	Max- imum	Advis- ing by Incre- ments of
1/2 - 9/16	1/8	1/8	1/8	3/32	-0.0020	+0.0020	1/2	2	1/4
5/8 - 7/8	3/16	3/16	3/16	1/8	-0.0020	+0.0020	3/4	3	3/8
1 5/16 - 1 1/4	1/4	1 1/4	1/4	3/16	-0.0020	+0.0020	1	4	1/2
1 5/16 - 1 3/8	5/16	5/16	5/16	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/4	5 1/4	5/8
1 7/16 - 1 3/4	3/8	3/8	3/8	1/4	-0.0020	+0.0020	1 1/2	6	3/4
1 13/16 - 2 1/4	1/2	1/2	1/2	3/8	-0.0025	+0.0025	2	8	1
2 5/16 - 2 3/4	5/8	5/8	5/8	7/16	-0.0025	+0.0025	2 1/2	10	1 1/4
2 7/8 - 3 1/4	3/4	3/4	3/4	1/2	-0.0025	+0.0025	3	12	1 1/2
3 3/8 - 3 3/4	7/8	7/8	7/8	5/8	-0.0030	+0.0030	3 1/2	14	1 3/4
3 7/8 - 4 1/2	1	1	1	3/4	-0.0030	+0.0030	4	16	2
4 3/4 - 5 1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4	7/8	-0.0030	+0.0030	5	20	2 1/2
5 3/4 - 6	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	-0.0030	+0.0030	6	24	3

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

* This height of the key is measured at the distance W, equal to the width of the key, from the large end.
* 4 1/2 in. length instead of 4 3/8 in.

Abbreviated list of Woodruff key dimen- sions (see Figure 7-7g on page 362)

Key No.	Suggested Shaft Sizes, in.	Nominal Key Size	Height of Key, in.		Distance Between Centers, in.	Suggested Area, in. ²
		A 1 X B in.	Max. C	Max. D		
204	5/16 - 3/8	1/16 X 1/2	0.203	0.194	1/64	0.030
305	7/16 - 1/2	3/32 X 5/8	0.250	0.240	1/16	0.052
405	11/16 - 3/4	1/8 X 5/8	0.250	0.240	1/16	0.072
506	1 1/16 - 15/16	5/32 X 3/4	0.313	0.303	1/16	0.104
507	7/8 - 1 5/16	5/32 X 7/8	0.375	0.365	1/16	0.129
608	1 - 1 1/16	3/16 X 1	0.438	0.428	1/16	0.178
807	1 1/4 - 1 5/16	1/4 X 7/8	0.375	0.365	1/16	0.193
809	1 1/4 - 1 3/4	1/4 X 1 1/8	0.484	0.475	5/32	0.262
810	1 1/4 - 1 3/4	1/4 X 1 1/4	0.547	0.537	5/32	0.296
812	1 1/2 - 1 3/4	1/4 X 1 1/2	0.641	0.631	7/32	0.356
1012	1 13/16 - 2 1/2	5/16 X 1 1/2	0.641	0.631	7/32	0.438
1212	1 7/8 - 2 1/2	3/8 X 1 1/2	0.641	0.631	7/32	0.517

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.2-1967.

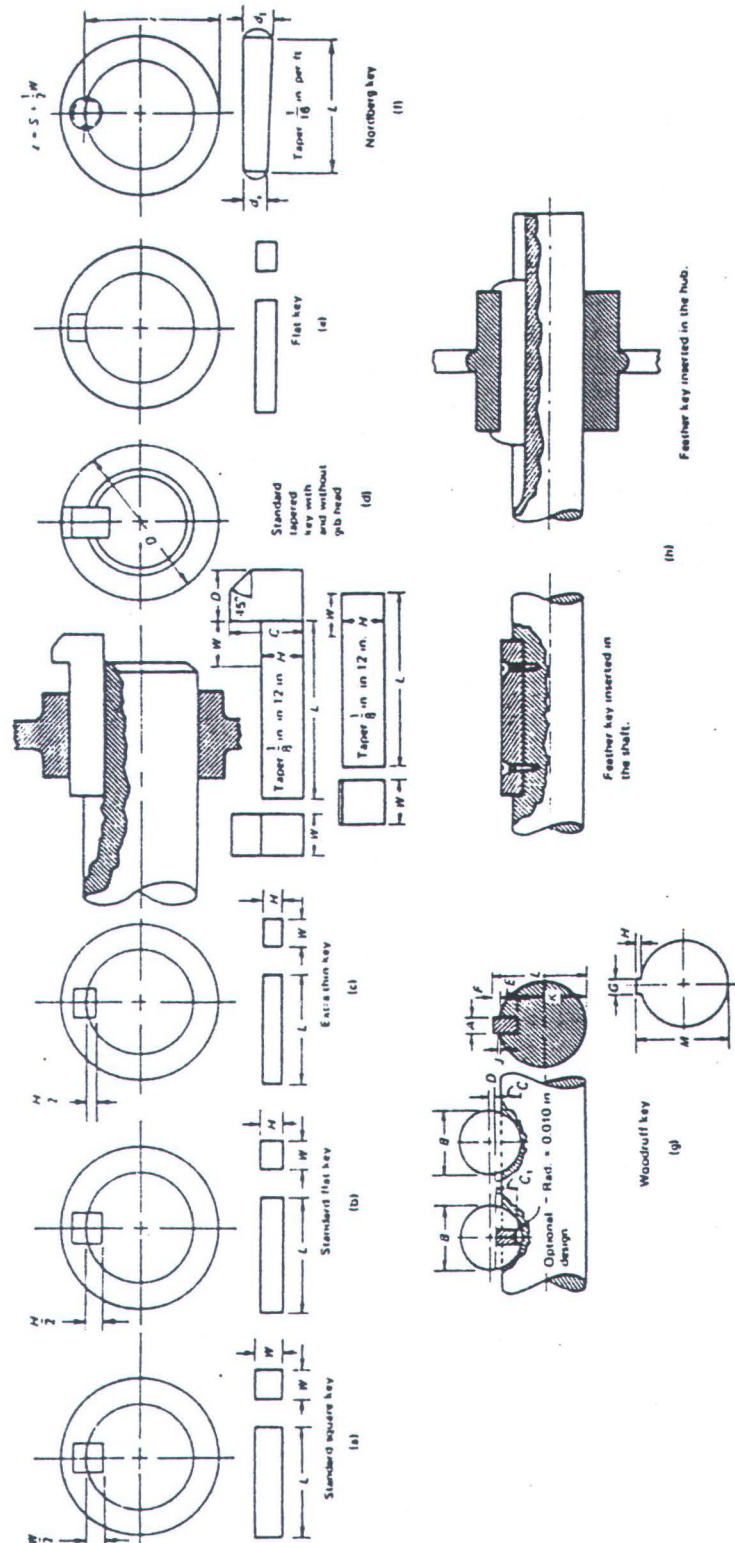
* This dimension is given to help make drawings and layouts.

† The key extends into the hub a distance of .012.



LAMPIRAN-8

Various types of shaft keys.





LAMPIRAN-9

ble 9-1 Standard Dimensions and Load Ratings of Radial Rolling Bearings (C_0 = basic static load rating, lb; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Series d	Outside dia. D		More Fillet Radius in.	Dimension Series 02										Dimension Series 22				Dimension Series 32					
				Width B		Single-Row Deep-Groove Ball Bearing	Angular Contact Single-Row Ball Bearing		Angular Contact Deep-Groove Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Width B		Spherical Roller Bearing	Width B		Double-Row Non-Filling Match Ball Bearing	Spherical * Roller Bearing				
	mm	in.		C ₀	C		C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	mm	in.		C ₀	C		mm	in.	C ₀	C	
Diameter series 2																							
0.1375	13	0.5118	0.012	5	0.1969	—	—	128	268	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.1969	16	0.6259	0.012	5	0.1969	—	—	211	415	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.2362	19	0.7480	0.012	6	0.2362	116	425	211	415	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.2756	22	0.8661	0.012	7	0.2756	148	460	304	565	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.3150	—	—	—	—	—	148	460	304	565	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.3543	26	1.0236	0.024	8	0.3150	208	445	440	785	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.3937	30	1.1811	0.024	9	0.3543	300	950	440	805	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.4724	32	1.2598	0.024	10	0.3937	332	965	685	1,140	735	1,240	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.5906	35	1.3780	0.024	11	0.4331	452	1,290	790	1,320	920	1,470	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.6693	40	1.5748	0.024	12	0.4724	545	1,370	1,000	1,650	1,180	1,840	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.7874	47	1.8504	0.039	14	0.5512	715	1,710	1,390	2,210	1,630	2,470	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
0.9843	52	2.0472	0.039	15	0.5906	905	2,100	1,560	2,420	1,960	2,820	1,730	2,560	1,620	2,960	—	—	—	—	—	—		
1.1811	62	2.4409	0.039	16	0.6299	1,310	2,710	2,150	3,260	2,820	3,910	2,490	3,530	2,220	3,970	—	—	—	—	—	—		
1.3780	72	2.8346	0.039	17	0.6693	1,500	2,740	2,070	3,440	3,840	5,160	3,390	4,690	3,450	5,900	—	—	—	—	—	—		
1.5748	80	3.1496	0.039	18	0.7087	1,930	3,330	3,320	5,040	4,790	5,160	4,190	5,560	4,640	7,670	23	0.9055	9,870	13,600	30.2	1.1875	6,430	7,660
1.7717	85	3.3465	0.039	19	0.7480	2,160	3,780	4,010	5,660	5,440	5,920	4,770	6,230	5,010	8,070	23	0.9055	11,300	14,200	30.2	1.1875	7,370	8,620
1.9685	90	3.5433	0.039	20	0.7874	2,370	3,930	4,450	6,070	5,830	7,260	5,110	6,470	5,370	8,440	23	0.9055	12,000	14,700	30.2	1.1875	8,130	9,220
2.1654	100	3.9370	0.050	21	0.8268	3,010	4,630	5,630	7,500	7,410	8,980	6,470	8,010	6,710	10,300	23	0.9843	15,070	18,300	33.3	1.3125	10,300	11,400
2.3622	110	4.3307	0.059	22	0.8661	3,490	5,200	6,950	9,070	9,150	10,900	7,990	9,700	8,440	12,800	28	1.1024	18,700	22,300	36.5	1.4375	12,700	13,800
2.5591	120	4.7244	0.059	23	0.9055	3,870	5,360	7,670	9,900	10,100	11,800	9,400	11,000	10,200	14,900	34	1.2305	22,400	26,200	38.1	1.5000	14,000	15,000
2.7559	125	4.9213	0.059	24	0.9449	4,220	5,990	8,410	10,800	11,100	12,900	10,300	12,000	10,200	14,800	31	1.2205	23,800	27,200	39.7	1.5625	15,400	16,300
2.9528	130	5.1181	0.059	25	0.9843	4,810	6,710	9,250	11,400	12,700	14,000	11,000	12,300	12,800	18,200	31	1.2205	25,100	28,200	41.3	1.6250	16,900	17,300
3.1496	140	5.5118	0.079	26	1.0236	5,290	6,830	10,000	12,600	14,100	15,700	12,300	13,900	13,700	19,600	33	1.2992	29,000	32,300	44.4	1.7500	18,300	19,100
3.3465	150	5.9055	0.079	28	1.1024	6,390	8,300	12,000	14,400	16,300	17,700	14,100	15,500	15,900	22,400	36	1.4173	33,600	37,400	49.2	1.9375	19,500	19,700
3.5433	160	6.2992	0.079	30	1.1811	7,140	9,840	13,600	16,600	19,200	20,800	16,700	18,500	20,600	28,600	40	1.5748	40,400	44,000	52.4	2.0265	22,100	22,600
3.7402	170	6.6929	0.079	32	1.2598	8,280	11,000	15,600	18,800	20,600	22,300	17,300	19,700	22,800	31,400	43	1.6479	49,700	53,000	55.6	2.1875	26,600	26,600

NOTE: Standards of the American Bearing Manufacturers Association, New York, 1975.
Spherical roller bearings begin at a 100 mm bore for the dimension series and are not listed here.

Standart dimension and load ratings of radial rolling bearing

Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factor	
	Ball Bearings	Roller bearings
Uniform and steady load _____	1.0	1.0
Light shock load _____	1.5	1.0
Moderate shock load _____	2.0	1.5
Heavy shock load _____	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load _____	3.0	2.0

Tabel ball bearing service factor (Fs)



LAMPIRAN-10

Faktor X dan Y untuk bantalan bola

Factor X and Y for ball and roller bearings

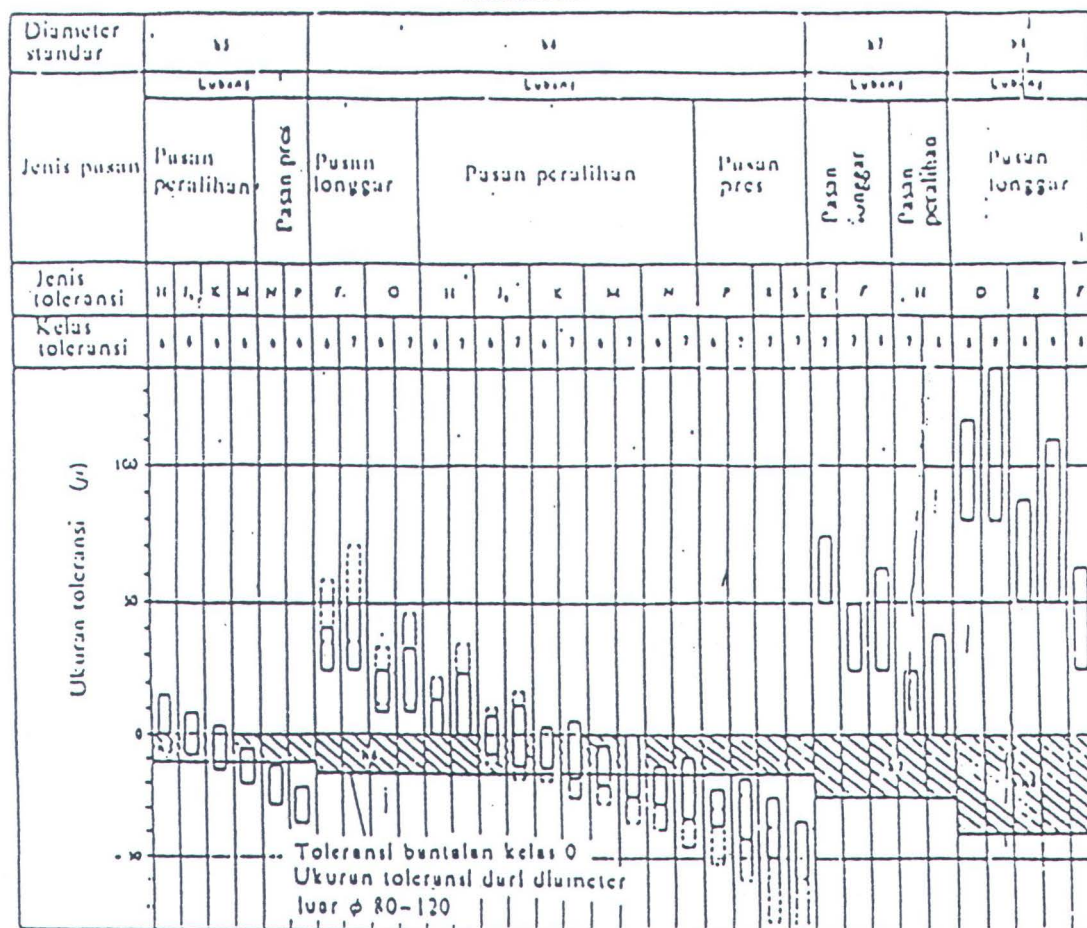
Contact Angle α , deg	$\frac{f_0 F_0}{C_0}$	Single Row Bearings ¹		Double Row Bearings ²				F_0 and F_1	
		$F_0/F_1 > e$		$F_0/F_1 < e$		$F_0/F_1 > e$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial-contact groove ball bearings ³									
	0.014		2.30				2.30	0.19	25
	0.028		1.99				1.99	0.22	50
	0.056		1.71				1.71	0.26	100
	0.084		1.55				1.55	0.28	150
	0.11	0.56	1.45	1.0	0	0.56	1.45	0.30	200
	0.17		1.31				1.31	0.34	300
	0.28		1.15				1.15	0.38	500
	0.42		1.04				1.04	0.42	750
	0.56		1.00				1.00	0.44	1000
Angular Contact groove ball bearings ⁴									F_0 and F_1
	0.014		Use X, Y, and e values applicable to single-row radial-contact bearings		2.78		3.74	0.23	25
	0.028				2.40		3.23	0.26	50
	0.056				2.07		2.78	0.30	100
	0.085				1.87		2.52	0.34	150
	0.11	0.56		1.0	1.75	0.78	2.36	0.36	200
	0.17				1.58		2.13	0.40	300
	0.28				1.39		1.87	0.45	500
	0.42				1.26		1.69	0.50	750
	0.56				1.21		1.63	0.52	1000
	0.014		1.83		2.15		3.06	0.29	25
	0.028		1.71		1.96		2.78	0.32	50
	0.057		1.52		1.76		2.47	0.36	100
	0.086		1.41		1.63		2.29	0.38	150
	0.11	0.46	1.34	1.0	1.55	0.75	2.18	0.40	200
	0.17		1.23		1.42		2.00	0.44	300
	0.27		1.10		1.27		1.79	0.49	500
	0.43		1.01		1.17		1.64	0.54	750
	0.57		1.00		1.16		1.63	0.54	1000
	0.015		1.47		1.65		2.39	0.38	25
	0.029		1.40		1.57		2.28	0.40	50
	0.058		1.30		1.48		2.11	0.43	100
	0.087		1.23		1.38		2.00	0.46	150
	0.12	0.44	1.19	1.0	1.34	0.72	1.93	0.47	200
	0.17		1.12		1.26		1.82	0.50	300
	0.29		1.02		1.14		1.66	0.55	500
	0.44		1.00		1.12		1.63	0.56	750
	0.58		1.00		1.12		1.63	0.56	1000
	0.43	1.00		1.0	1.07	0.70	1.63	0.57	
	0.41	0.87		1.0	0.92	0.67	1.41	0.68	
	0.39	0.76		1.0	0.78	0.63	1.24	0.80	
	0.37	0.66		1.0	0.66	0.60	1.07	0.91	
	0.35	0.57		1.0	0.55	0.57	0.93	1.14	
Self-aligning ball bearings									
		0.40	$0.4 \cot \alpha$	1.0	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$	
Roller bearings, self-aligning, tapered ⁵									
$\alpha = 90^\circ$		0.4	$0.4 \cot \alpha$	1.0	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$	

SOURCE: From "F. Factors for Ball Bearings" by F. Factors, 1958, 1959, 1960, 1961, 1962, 1963, 1964, 1965, 1966, 1967, 1968, 1969, 1970, 1971, 1972, 1973, 1974, 1975, 1976, 1977, 1978, 1979, 1980, 1981, 1982, 1983, 1984, 1985, 1986, 1987, 1988, 1989, 1990, 1991, 1992, 1993, 1994, 1995, 1996, 1997, 1998, 1999, 2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022, 2023, 2024, 2025, 2026, 2027, 2028, 2029, 2030, 2031, 2032, 2033, 2034, 2035, 2036, 2037, 2038, 2039, 2040, 2041, 2042, 2043, 2044, 2045, 2046, 2047, 2048, 2049, 2050, 2051, 2052, 2053, 2054, 2055, 2056, 2057, 2058, 2059, 2060, 2061, 2062, 2063, 2064, 2065, 2066, 2067, 2068, 2069, 2070, 2071, 2072, 2073, 2074, 2075, 2076, 2077, 2078, 2079, 2080, 2081, 2082, 2083, 2084, 2085, 2086, 2087, 2088, 2089, 2090, 2091, 2092, 2093, 2094, 2095, 2096, 2097, 2098, 2099, 2100, 2101, 2102, 2103, 2104, 2105, 2106, 2107, 2108, 2109, 2110, 2111, 2112, 2113, 2114, 2115, 2116, 2117, 2118, 2119, 2120, 2121, 2122, 2123, 2124, 2125, 2126, 2127, 2128, 2129, 2130, 2131, 2132, 2133, 2134, 2135, 2136, 2137, 2138, 2139, 2140, 2141, 2142, 2143, 2144, 2145, 2146, 2147, 2148, 2149, 2150, 2151, 2152, 2153, 2154, 2155, 2156, 2157, 2158, 2159, 2160, 2161, 2162, 2163, 2164, 2165, 2166, 2167, 2168, 2169, 2170, 2171, 2172, 2173, 2174, 2175, 2176, 2177, 2178, 2179, 2180, 2181, 2182, 2183, 2184, 2185, 2186, 2187, 2188, 2189, 2190, 2191, 2192, 2193, 2194, 2195, 2196, 2197, 2198, 2199, 2200, 2201, 2202, 2203, 2204, 2205, 2206, 2207, 2208, 2209, 2210, 2211, 2212, 2213, 2214, 2215, 2216, 2217, 2218, 2219, 2220, 2221, 2222, 2223, 2224, 2225, 2226, 2227, 2228, 2229, 2230, 2231, 2232, 2233, 2234, 2235, 2236, 2237, 2238, 2239, 2240, 2241, 2242, 2243, 2244, 2245, 2246, 2247, 2248, 2249, 2250, 2251, 2252, 2253, 2254, 2255, 2256, 2257, 2258, 2259, 2260, 2261, 2262, 2263, 2264, 2265, 2266, 2267, 2268, 2269, 2270, 2271, 2272, 2273, 2274, 2275, 2276, 2277, 2278, 2279, 2280, 2281, 2282, 2283, 2284, 2285, 2286, 2287, 2288, 2289, 2290, 2291, 2292, 2293, 2294, 2295, 2296, 2297, 2298, 2299, 2300, 2301, 2302, 2303, 2304, 2305, 2306, 2307, 2308, 2309, 2310, 2311, 2312, 2313, 2314, 2315, 2316, 2317, 2318, 2319, 2320, 2321, 2322, 2323, 2324, 2325, 2326, 2327, 2328, 2329, 2330, 2331, 2332, 2333, 2334, 2335, 2336, 2337, 2338, 2339, 2340, 2341, 2342, 2343, 2344, 2345, 2346, 2347, 2348, 2349, 2350, 2351, 2352, 2353, 2354, 2355, 2356, 2357, 2358, 2359, 2360, 2361, 2362, 2363, 2364, 2365, 2366, 2367, 2368, 2369, 2370, 2371, 2372, 2373, 2374, 2375, 2376, 2377, 2378, 2379, 2380, 2381, 2382, 2383, 2384, 2385, 2386, 2387, 2388, 2389, 2390, 2391, 2392, 2393, 2394, 2395, 2396, 2397, 2398, 2399, 2400, 2401, 2402, 2403, 2404, 2405, 2406, 2407, 2408, 2409, 2410, 2411, 2412, 2413, 2414, 2415, 2416, 2417, 2418, 2419, 2420, 2421, 2422, 2423, 2424, 2425, 2426, 2427, 2428, 2429, 2430, 2431, 2432, 2433, 2434, 2435, 2436, 2437, 2438, 2439, 2440, 2441, 2442, 2443, 2444, 2445, 2446, 2447, 2448, 2449, 2450, 2451, 2452, 2453, 2454, 2455, 2456, 2457, 2458, 2459, 2460, 2461, 2462, 2463, 2464, 2465, 2466, 2467, 2468, 2469, 2470, 2471, 2472, 2473, 2474, 2475, 2476, 2477, 2478, 2479, 2480, 2481, 2482, 2483, 2484, 2485, 2486, 2487, 2488, 2489, 2490, 2491, 2492, 2493, 2494, 2495, 2496, 2497, 2498, 2499, 2500, 2501, 2502, 2503, 2504, 2505, 2506, 2507, 2508, 2509, 2510, 2511, 2512, 2513, 2514, 2515, 2516, 2517, 2518, 2519, 2520, 2521, 2522, 2523, 2524, 2525, 2526, 2527, 2528, 2529, 2530, 2531, 2532, 2533, 2534, 2535, 2536, 2537, 2538, 2539, 2540, 2541, 2542, 2543, 2544, 2545, 2546, 2547, 2548, 2549, 2550, 2551, 2552, 2553, 2554, 2555, 2556, 2557, 2558, 2559, 2560, 2561, 2562, 2563, 2564, 2565, 2566, 2567, 2568, 2569, 2570, 2571, 2572, 2573, 2574, 2575, 2576, 2577, 2578, 2579, 2580, 2581, 2582, 2583, 2584, 2585, 2586, 2587, 2588, 2589, 2590, 2591, 2592, 2593, 2594, 2595, 2596, 2597, 2598, 2599, 2600, 2601, 2602, 2603, 2604, 2605, 2606, 2607, 2608, 2609, 2610, 2611, 2612, 2613, 2614, 2615, 2616, 2617, 2618, 2619, 2620, 2621, 2622, 2623, 2624, 2625, 2626, 2627, 2628, 2629, 2630, 2631, 2632, 2633, 2634, 2635, 2636, 2637, 2638, 2639, 2640, 2641, 2642, 2643, 2644, 2645, 2646, 2647, 2648, 2649, 2650, 2651, 2652, 2653, 2654, 2655, 2656, 2657, 2658, 2659, 2660, 2661, 2662, 2663, 2664, 2665, 2666, 2667, 2668, 2669, 2670, 2671, 2672, 2673, 2674, 2675, 2676, 2677, 2678, 2679, 2680, 2681, 2682, 2683, 2684, 2685, 2686, 2687, 2688, 2689, 2690, 2691, 2692, 2693, 2694, 2695, 2696, 2697, 2698, 2699, 2700, 2701, 2702, 2703, 2704, 2705, 2706, 2707, 2708, 2709, 2710, 2711, 2712, 2713, 2714, 2715, 2716, 2717, 2718, 2719, 2720, 2721, 2722, 2723, 2724, 2725, 2726, 2727, 2728, 2729, 2730, 2731, 2732, 2733, 2734, 2735, 2736, 2737, 2738, 2739, 2740, 2741, 2742, 2743, 2744, 2745, 2746, 2747, 2748, 2749, 2750, 2751, 2752, 2753, 2754, 2755, 2756, 2757, 2758, 2759, 2760, 2761, 2762, 2763, 2764, 2765, 2766, 2767, 2768, 2769, 2770, 2771, 2772, 2773, 2774, 2775, 2776, 2777, 2778, 2779, 2780, 2781, 2782, 2783, 2784, 2785, 2786, 2787, 2788, 2789, 2790, 2791, 2792, 2793, 2794, 2795, 2796, 2797, 2798, 2799, 2800, 2801, 2802, 2803, 2804, 2805, 2806, 2807, 2808, 2809, 2810, 2811, 2812, 2813, 2814, 2815, 2816, 2817, 2818, 2819, 2820, 2821, 2822, 2823, 2824, 2825, 2826, 2827, 2828, 2829, 2830, 2831, 2832, 2833, 2834, 2835, 2836, 2837, 2838, 2839, 2840, 2841, 2842, 2843, 2844, 2845, 2846, 2847, 2848, 2849, 2850, 2851, 2852, 2853, 2854, 2855, 2856, 2857, 2858, 2859, 2860, 2861, 2862, 2863, 2864, 2865, 2866, 2867, 2868, 2869, 2870, 2871, 2872, 2873, 2874, 2875, 2876, 2877, 2878, 2879, 2880, 2881, 2882, 2883, 2884, 2885, 2886, 2887, 2888, 2889, 2890, 2891, 2892, 2893, 2894, 2895, 2896, 2897, 2898, 2899, 2900, 2901, 2902, 2903, 2904, 2905, 2906, 2907, 2908, 2909, 2910, 2911, 2912, 2913, 2914, 2915, 2916, 2917, 2918, 2919, 2920, 2921, 2922, 2923, 2924, 2925, 2926, 2927, 2928, 2929, 2930, 2931, 2932, 2933, 2934, 2935, 2936, 2937, 2938, 2939, 2940, 2941, 2942, 2943, 2944, 2945, 2946, 2947, 2948, 2949, 2950, 2951, 2952, 2953, 2954, 2955, 2956, 2957, 2958, 2959, 2960, 2961, 2962, 2963, 2964, 2965, 2966, 2967, 2968, 2969, 2970, 2971, 2972, 2973, 2974, 2975, 2976, 2977, 2978, 2979, 2980, 2981, 2982, 2983, 2984, 2985, 2986, 2987, 2988, 2989, 2990, 2991, 2992, 2993, 2994, 2995, 2996, 2997, 2998, 2999, 3000, 3001, 3002, 3003, 3004, 3005, 3006, 3007, 3008, 3009, 3010, 3011, 3012, 3013, 3014, 3015, 3016, 3017, 3018, 3019, 3020, 3021, 3022, 3023, 3024, 3025, 3026, 3027, 3028, 3029, 3030, 3031, 3032, 3033, 3034, 3035, 3036, 3037, 3038, 3039, 3040, 3041, 3042, 3043, 3044, 3045, 3046, 3047, 3048, 3049, 3050, 3051, 3052, 3053, 3054, 3055, 3056, 3057, 3058, 3059, 3060, 3061, 3062, 3063, 3064, 3065, 3066, 3067, 3068, 3069, 3070, 3071, 3072, 3073, 3074, 3075, 3076, 3077, 3078, 3079, 3080, 3081, 3082, 3083, 3084, 3085, 3086, 3087, 3088, 3089, 3090, 3091, 3092, 3093, 3094, 3095, 3096, 3097, 3098, 3099, 3100, 3101, 3102, 3103, 3104, 3105, 3106, 3107, 3108, 3109, 3110, 3111, 3112, 3113, 3114, 3115, 3116, 3117, 3118, 3119, 3120, 3121, 3122, 3123, 3124, 3125, 3126, 3127, 3128, 3129, 3130, 3131, 3132, 3133, 3134, 3135, 3136, 3137, 3138, 3139, 3140, 3141, 3142, 3143, 3144, 3145, 3146, 3147, 3148, 3149, 3150, 3151, 3152, 3153, 3154, 3155, 3156, 3157, 3158, 3159, 3160, 3161, 3162, 3163, 3164, 3165, 3166, 3167, 3168, 3169, 3170, 3171, 3172, 3173, 3174, 3175, 3176, 3177, 3178, 3179, 3180, 3181, 3182, 3183, 3184, 3185, 3186, 3187, 3188, 3189, 3190, 3191, 3192, 3193, 3194, 3195, 3196, 3197, 3198, 3199, 3200, 3201, 3202, 3203, 3204, 3205, 3206, 3207, 3208, 3209, 3210, 3211, 3212, 3213, 3214, 3215, 3216, 3217, 3218, 3219, 3220, 3221, 3222, 3223, 3224, 3225, 3226, 3227, 3228, 3229, 3230, 3231, 3232, 3233, 3234, 3235, 3236, 3237, 3238, 3239, 3240, 3241, 3242, 3243, 3244, 3245, 3246, 3247, 3248, 3249, 3250, 3251, 3252, 3253, 3254, 3255, 3256, 3257, 3258, 3259, 3260, 3261, 3262, 3263, 3264, 3265, 3266, 3267, 3268, 3269, 3270, 3271, 3272, 3273, 3274, 3275, 3276, 3277, 3278, 3279, 3280, 3281, 3282, 3283, 3284, 3285, 3286, 3287, 3288, 3289, 3290, 3291, 3292, 3293, 3294, 3295, 3296, 3297, 3298, 3299, 3300, 3301, 3302, 3303, 3304, 3305, 3306, 3307, 3308, 3309, 3310, 3311, 3312, 3313, 3314, 3315, 3316, 3317, 3318, 3319, 3320, 3321, 3322, 3323, 3324, 3325, 3326, 3327, 3328



LAMPIRAN-11

Bantalan



Load ratings and values of X and Y for single row, spherical roller bearings (inch-size) (C_0 = basic static load rating; C = basic load rating, i.e. basic dynamic load rating)



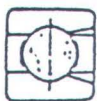






Bar dia. in.	O.D. in.	Assembly width in.	e	$\frac{F}{P_t} > e^*$		C ₁ in.	C ₂ in.	Bar dia. in.	O.D. in.	Assembly width in.	e	$\frac{F}{P_t} > e^*$		C ₁ in.	C ₂ in.
				I	T							I	T		
1.0000	2.3750	0.781	0.51	0.40	1.17	4650	6050	2.5000	4.1307	0.866	0.38	0.40	1.60	15500	16400
1.1250	2.3750	0.781	0.51		1.17	4650	6060	2.6250	4.4677	0.943	0.37		1.61	17800	18600
1.1875	2.6250	0.812	0.46		1.25	5590	7170	2.6250	5.0000	1.074	0.42		1.44	20100	21800
1.2500	2.6250	0.812	0.46		1.25	5590	7170	2.7500	5.1172	1.062	0.33		1.59	20700	21700
1.3750	2.8345	0.870	0.44		1.37	6300	7640	2.7500	5.9045	1.168	0.40		1.49	26000	30000
1.5000	2.8345	0.870	0.44		1.37	6300	7640	2.9522	5.1172	1.062	0.38		1.59	20700	21700
1.5743	3.1446	0.828	0.47		1.27	7470	9130	3.0000	5.1172	1.062	0.34		1.59	20700	21700
1.7500	3.3464	0.812	0.45		1.34	8650	10500	3.0000	5.9045	1.109	0.38		1.57	25800	28200
1.7712	3.3464	0.812	0.45		1.34	8650	10500	3.2457	5.9045	1.109	0.36		1.57	25800	28200
1.9375	3.5433	0.787	0.40		1.49	9700	11100	3.4375	6.0000	1.562	0.43		1.39	31000	31700
1.9640	3.5433	0.787	0.40		1.49	9700	11100	3.5000	6.0000	1.562	0.43		1.39	31000	31700
1.9640	3.9370	0.828	0.45		1.34	13600	15800	3.5100	6.0000	1.562	0.43		1.39	31000	31700
1.9640	4.3299	1.063	0.48		1.24	16800	19200	3.5425	7.4792	1.419	0.38		1.60	50500	48100
2.0000	3.9370	0.828	0.40		1.49	12900	13800	3.6250	6.0000	1.562	0.43		1.39	31000	31700
2.1684	3.9370	0.828	0.40		1.49	12900	13800	3.6250	7.0866	1.319	0.36		1.67	39700	40600
2.1875	3.9370	0.828	0.40		1.49	12900	13800	3.7402	7.0866	1.379	0.36		1.67	39700	40600
2.2500	3.9370	0.828	0.40	1.49	12900	13800	3.9375	7.0866	1.495	0.36	1.67	39700	40600		
2.2500	4.3307	0.866	0.38	1.60	15500	16400	4.0000	7.4792	1.419	0.34	1.60	50500	48100		
2.2616	4.3307	0.866	0.38	1.60	15500	16400	4.1331	7.4792	1.419	0.36	1.60	50500	48100		
2.3750	4.3307	0.866	0.38	1.60	15500	16400	4.7236	8.4634	1.718	0.37	1.63	61500	59500		

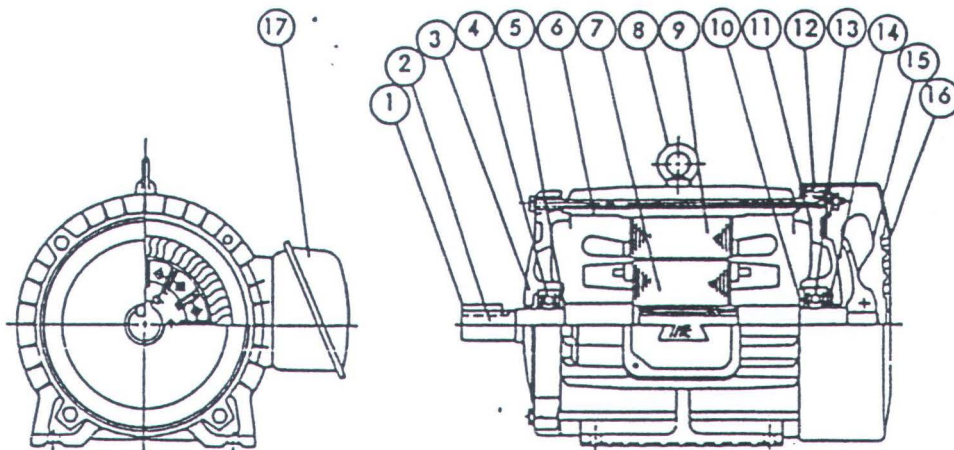
NOTE: Date from Summary Portrait of Leonard, FWH Corporation, Ltd. and
Summary Overview, and also given, Feb. 1974. The date applies to both the summary & review.

 $\gamma = 1.177, \zeta_1 = 1.4 - 1.6$

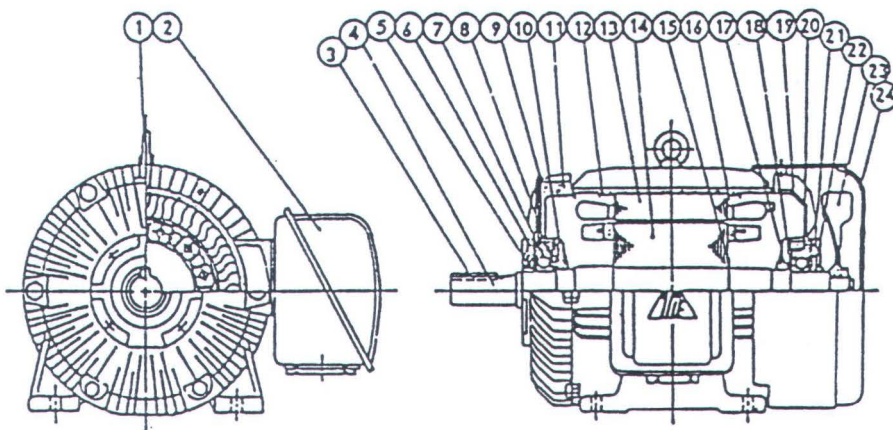
LAMPIRAN-12

Common types of radial ball bearings and some of their important characteristics. (1) The approximate range of bore sizes, although stated in inches, is given in millimeters in manufacturers' catalogs along with the equivalent inch dimension. To accommodate American availability of bar stock for shafting, manufacturers also supply some bearings with bores having inch dimensions. (2) The columns "Relative Capacity" and "Limiting Speed Factor" are based on the value of unity for the Conrad or deep groove bearing since this type of bearing is the one most widely selected by designers. [From *Machine Design*, 1970 *Bearings Reference Issue*, The Penton Publishing Co., Cleveland, Ohio.]

Type		Approx. Range of Bore Sizes (mm.)		Relative Capacity		Limiting Speed Factor	Tolerance in Milligrams
		Min.	Max.	Radial	Thrust		
Conrad or deep groove		0.1181	41.732	1.00	0.2 (12 directions)	1.0	10-15
Maximum capacity or fitting match		0.3937	5.1181	1.2-1.4	0.2 (12 directions)	1.0	10-15
Magneto or counterbalanced rotor		0.1181 0.3937	1.181 7.624	0.9-1.3	0.5-0.8 (12 directions)	1.0	10-15
Autocentering or preloaded constant		0.1900	1.750	High static capacity	0.5 (12 directions)	0.2	0
Self-aligning internal		0.1969	4.7244	0.2	0.2 (12 directions)	1.0	12-30
Self-aligning external		—	—	1.0	0.2 (12 directions)	1.0	High
Universal roller maximums		0.3937	4.3307	1.5	0.2 (12 directions)	1.0	10-15
Double row, deep groove		0.3937	4.3307	1.5	1.4 (12 directions)	1.0	0

**TECO****INDUCTION MOTORS - PART LIST****PARTS FOR TECO STANDARD FOOT-MOUNTED MOTOR.****D63-D180****TYPICAL CONSTRUCTION**

ITEM	NAME
1	Key
2	Shaft
3	L' Bracket
4	Bearing
5	Stop ring-bearing
6	Frame
7	Rotor
8	Eye bolt
9	Stator
10	Stop ring-bearing
11	F' Bracket
12	Support plate
13	Bearing
14	Pre-load spring
15	External fan
16	Fan cover
17	Terminal box

D200-D315**TYPICAL CONSTRUCTION**

ITEM	NAME
1	Eye Bolt
2	Terminal box
3	Key
4	Shaft
5	L' Grease flinger
6	L' Bearing cover-outer
7	Bearing
8	F' Grease flinger
9	F' Grease nipple
10	L' Bearing cover-inner
11	L' Bracket
12	Frame
13	Stator
14	Rotor
15	Stop ring
16	Retainer ring-S
17	Bearing cover-inner
18	F' Grease flinger
19	F' Bracket
20	Bearing
21	F' Bearing cover-outer
22	F' Grease flinger
23	External fan
24	Fan cover

Performance Data

OUT PUT		FRAME SIZE NO.	FULL LOAD						RATED SPEED (RPM)	FULL LOAD TORQUE, T _L kg-m
HP	kW		EFFICIENCY (%)			POWER FACTOR (%)				
			FL	75%	50%	FL	75%	50%		

2 POLE, 3000 RPM SYNCHRONOUS AT 50 Hz

0.25	0.18	D63	60.8	59.5	55.0	74.0	66.0	55.0	2800	0.065
0.50	0.37	D71	75.0	74.0	70.0	85.0	78.0	66.0	2800	0.13
1	0.75	D80	76.5	77.0	74.0	88.0	82.0	72.0	2830	0.258
1.5	1.1	D80	76.5	77.0	74.0	88.0	83.0	74.0	2820	0.386
2	1.5	D90S	81.0	81.5	80.5	88.0	83.3	75.5	2860	0.508
3	2.2	D90L	83.0	83.5	82.0	87.0	84.0	77.0	2870	0.76
4	3	D100L	84.5	85.0	83.5	89.5	87.0	80.0	2875	1.011
5	3.7	D112M	85.0	85.5	85.0	89.5	87.0	80.0	2885	1.259
5.5	4	D112M	86.0	86.5	86.0	89.5	88.0	82.0	2800	1.427
7.5	5.5	D132S	86.5	86.0	84.0	89.0	85.0	79.0	2900	1.879
10	7.5	D132S	88.0	88.0	87.5	89.0	87.0	82.0	2900	2.506
15	11	D160M	88.5	88.0	86.0	89.0	88.0	82.0	2900	3.758
20	15	D160M	90.5	90.5	90.0	91.0	91.0	88.0	2910	4.994
25	18.5	D160L	91.0	91.0	90.5	91.0	90.0	85.5	2915	6.232
30	22	D180MA	91.5	91.5	90.0	90.0	88.5	84.5	2920	7.465
40	30	D200LA	91.0	90.5	88.0	89.0	86.0	80.0	2925	9.936
50	37	D200LA	91.5	91.0	89.0	89.5	88.5	86.0	2925	12.421
60	45	D225MA	91.0	90.5	88.5	91.0	91.0	88.0	2925	14.905
75	55	D250SA	91.7	90.2	88.5	89.5	87.5	85.5	2945	18.504
100	75	D250MA	92.4	91.0	89.5	89.5	87.5	85.5	2950	24.631
125	90	D280SA	92.4	91.0	89.5	89.5	87.5	85.5	2950	30.708
150	110	D280MA	92.4	91.0	90.2	89.5	87.5	85.5	2955	36.883
175	132	D315SA	93.0	91.7	90.2	90.2	88.5	85.5	2955	43.031
200	150	D315MA	93.0	91.7	90.2	90.2	88.5	85.5	2960	49.095
250	185	D315MA	93.0	91.7	90.2	90.2	88.5	85.5	2960	61.369

4 POLE, 1500 RPM SYNCHRONOUS AT 50 Hz

0.25	0.18	D63	62.0	60.5	55.0	69.0	62.0	50.5	1370	0.133
0.50	0.37	D71	66.0	64.5	60.5	73.0	64.0	51.0	1400	0.26
1	0.75	D80	74.0	73.0	68.0	77.0	69.0	55.0	1420	0.512
1.5	1.1	D90S	74.0	73.0	69.0	77.0	71.0	58.5	1410	0.773
2	1.5	D90L	75.5	74.0	71.0	79.3	73.0	59.5	1425	1.020
3	2.2	D100L	81.5	80.8	78.5	80.8	75.0	63.0	1425	1.530
4	3	D100L	83.3	82.5	80.0	81.5	75.5	64.0	1430	2.032
5	3.7	D112M	84.0	84.0	83.0	80.0	76.0	67.0	1440	2.523
5.5	4	D112M	84.8	83.5	81.5	82.0	77.0	66.0	1440	2.775
7.5	5.5	D132S	86.0	84.8	82.5	82.0	77.0	67.0	1445	3.771
10	7.5	D132M	88.0	88.0	86.0	84.0	80.0	70.0	1445	5.028
15	11	D160M	89.0	89.0	88.0	88.0	84.5	76.0	1450	7.517
20	15	D160L	90.0	89.5	88.0	87.0	82.5	74.0	1455	9.988
25	18.5	D180MC	91.0	91.0	90.5	85.5	82.5	75.0	1455	12.485
30	22	D180L	91.0	91.0	90.0	87.0	84.5	77.0	1455	14.982
40	30	D200LC	91.5	91.5	91.0	87.0	84.0	77.0	1455	19.975
50	37	D225SC	91.7	91.0	89.0	86.5	83.3	77.8	1455	24.959
60	45	D225MC	92.4	91.7	90.2	86.5	84.0	78.5	1455	29.963
75	55	D250SC	92.4	91.0	89.5	86.5	84.0	78.5	1470	37.072
100	75	D250MC	93.0	91.7	89.5	87.5	84.0	80.0	1475	49.261
125	90	D280SC	93.0	91.7	90.2	87.5	84.0	80.0	1475	61.577
150	110	D280MC	93.0	91.7	89.5	87.5	85.5	80.0	1480	73.642

NOTE: - T_L : Locked Rotor Torque T_m : Maximum Torque T_r : Full Load Torque
 - Motors for Frame size 280 and above are without Terminal Base

TECO® INDUCTION MOTORS — STANDARD CLASS F INSULATION, IP54

Performance Data

OUTPUT		FRAME SIZE NO.	FULL LOAD						RATED SPEED (RPM)	FULL LOAD TORQUE, Tl kg-m
HP	KW		EFFICIENCY (%)			POWER FACTOR (%)				
			FL	3/4L	1/2L	FL	3/4L	1/2L		

4 POLE, 1500 RPM SYNCHRONOUS AT 50 Hz

175	132	D315SC	93.6	92.4	90.2	88.5	85.5	81.5	1480	85.916
200	150	D315MC	93.6	92.4	90.2	88.5	85.5	81.5	1480	98.190
250	185	D315MB	93.6	92.4	90.2	88.5	85.5	81.5	1480	122.737

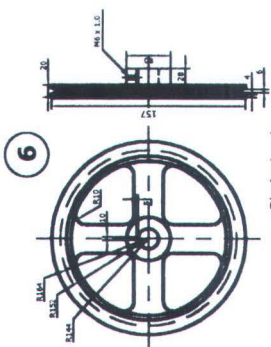
6 POLE, 1000 RPM SYNCHRONOUS AT 50 Hz

0.25	0.18	D71	62.0	60.0	53.0	63.0	53.8	41.5	900	0.202
0.50	0.37	D80	65.0	63.5	56.5	65.0	60.8	44.0	920	0.395
0.75	0.56	D80	68.0	66.0	62.0	67.0	60.8	45.0	920	0.592
1	0.75	D90S	73.0	71.0	67.0	69.0	62.0	47.0	920	0.790
1.5	1.1	D90L	74.0	73.0	68.0	69.0	62.0	47.5	925	1.178
2	1.5	D100L	75.5	74.0	71.0	72.0	66.0	54.0	925	1.571
3	2.2	D112M	80.8	80.0	78.0	74.0	67.0	55.0	950	2.295
4	3	D132S	83.3	82.5	81.0	79.0	73.5	63.5	955	3.043
5	3.7	D132M	83.3	83	82	78.0	69.0	60.0	950	3.824
5.5	4	D132M	83.3	82.5	81.0	76.3	70.0	59.5	960	4.163
7.5	5.5	D132M	84.8	84.0	82.0	79.0	74.0	63.0	960	5.677
10	7.5	D160M	86.0	84.8	83.0	81.0	75.0	64.0	965	7.530
15	11	D160L	88.5	88.5	86.5	83.0	77.5	68.0	965	11.294
20	15	D180L	89.5	89.0	88.0	85.5	84.0	78.5	965	15.059
25	18.5	D200LC	91.0	91.2	90.5	85.0	82.0	75.0	965	18.824
30	22	D200LC	92.0	91.5	90.0	84.0	82.0	75.0	965	22.589
40	30	D225MC	91.0	90.2	88.0	81.5	78.0	72.0	965	30.118
50	37	D250SC	91.7	91.0	89.5	82.5	78.5	72.0	965	37.648
60	45	D250MC	92.4	91.7	89.5	84.0	80.0	74.0	970	44.945
75	55	D280SC	92.4	92.0	91.0	84.0	80.0	74.0	970	56.181
100	75	D280MC	93.0	92.4	91.0	85.5	81.5	74.0	975	74.523
125	90	D315SC	93.0	92.4	91.0	85.5	81.5	74.0	975	93.154
150	110	D315MC	93.0	92.4	91.0	85.5	81.5	74.0	975	111.785
175	132	D315MC	93.6	93.6	92.4	85.5	81.5	74.0	975	130.416

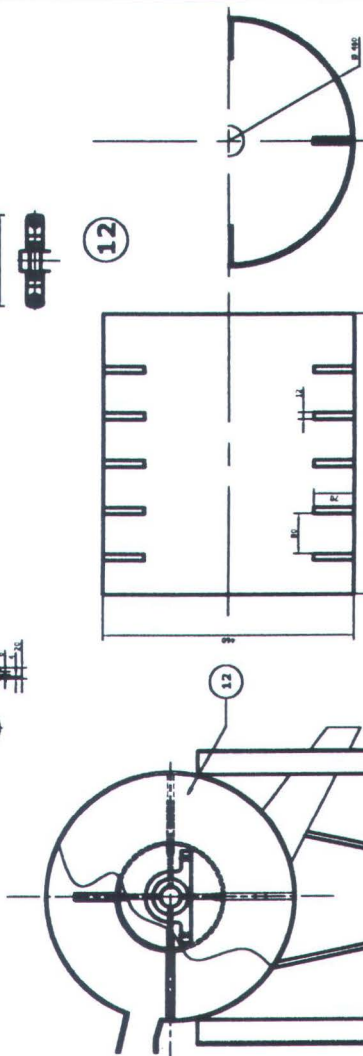
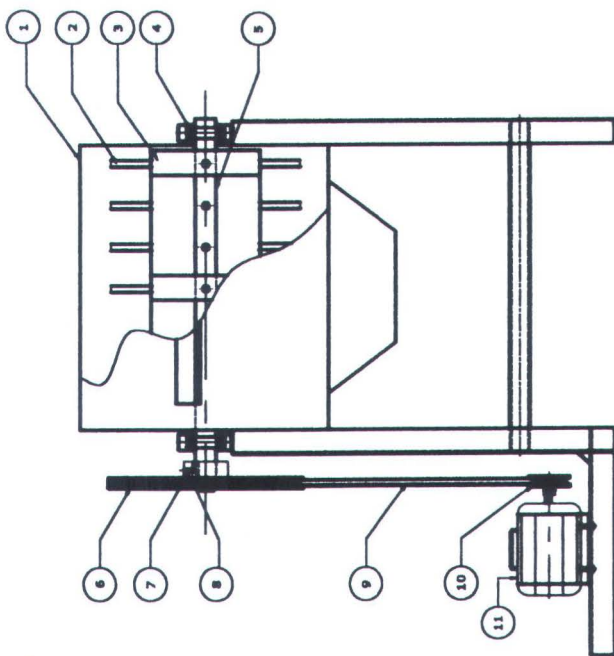
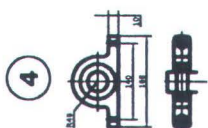
8 POLE, 750 RPM SYNCHRONOUS AT 50 Hz

0.50	0.37	D90S	64.5	62.0	55.5	60.5	52.0	40.0	680	0.534
1	0.75	D100L	67.0	66.0	63.0	66.0	58.5	44.0	690	1.053
2	1.5	D112M	74.0	72.5	70.5	68.0	60.8	44.5	700	2.076
3	2.2	D132S	80.8	80.0	76.0	72.0	63.0	50.5	710	3.070
5	2.7	D160M	83.0	82.0	80.5	72.0	64.0	53.0	710	5.117
5.5	4	D160M	84.0	83.5	81.0	74.5	68.0	57.0	720	5.550
7.5	5.5	D160M	85.5	85.5	83.0	77.0	69.0	57.0	720	7.569
10	7.5	D160L	86.0	86.0	85.0	78.0	71.5	59.0	725	10.022
15	11	D180L	88.5	88.5	87.0	76.3	70.0	59.0	725	15.033
20	15	D200LC	89.0	89.0	88.0	76.5	71.0	60.0	725	20.044
25	18.5	D225SC	89.5	89.5	88.5	77.8	71.0	62.0	730	24.884
30	22	D225MC	90.5	90.5	89.0	76.5	72.0	63.0	730	29.86
40	30	D250SC	91.7	91.0	89.5	78.5	72.0	64	720	40.367
50	37	D250MC	91.7	91.0	89.5	80.0	74.0	66.0	720	50.459
60	45	D280SC	92.0	92.0	90.2	80.0	74.0	66.0	725	60.133
75	55	D280MC	92.4	92.0	91.0	80.0	74.0	66.0	730	74.651
100	75	D315SC	93.0	92.4	91.0	80.0	75.5	68.0	730	99.535
125	90	D315MC	93.0	93.0	91.7	80.0	75.5	68.0	730	124.418

NOTE: — TL : Locked Rotor Torque T_m : Maximum Torque T_l : Full Load Torque
 — Motors for Frame size 280 and above are without Terminal Base



Skala 1 : 1

[illegible]